

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robotiky

Konstrukční úprava kloubu manipulační nástavby vozidla TAROS

Constructional Adjustment of The Joint of Manipulation Superstructure of The Vehicle
TAROS

Student:

Michał Staszowski

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milan Mihola, Ph.D.

Ostrava 2018

Zadání bakalářské práce

Student: **Michał Staszowski**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2301R013 Robotika
Téma: **Konstrukční úprava kloubu manipulační nástavby vozidla TAROS**
Constructional Adjustment of The Joint of Manipulation Superstructure of The Vehicle TAROS
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Analyzujte stávající konstrukční řešení daného kloubu manipulační nástavby vozidla TAROS.
2. Proveďte analýzu současného stavu řešené problematiky.
3. Na základě získaných informací navrhnete možné varianty řešení a proveďte jejich srovnání.
4. Vybranou variantu detailně rozpracujte.
5. Práci doplňte technickou a výpočtovou dokumentací v rozsahu požadovaném vedoucím práce. Výkresovou dokumentaci vypracujte taktéž v rozsahu požadovaném vedoucím práce.
6. Práci doložte v elektronické podobě ve formátu MS WORD a konstrukční řešení v CAD systému dle pokynů vyučujícího.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. Kárník, L., Knořlíček, R., Marcinčin, J. N. *Mobilní roboty*. Opava: MÁRFY SLEZSKO, 2000. 210 s. ISBN 80-902746-2-5.
2. Schraft, R.F., Volz, H. *Serviceroboter*. Springer – Verlag, Berlin, 1996.
3. Kámík, L. *Robotizace v nestrojírenských oborech*. VŠB-TUO, Ostrava, 2000, 66 s. ISBN 80-7078-739-2.
4. Talácko, J.-Matička, R. *Konstrukce průmyslových robotů a manipulátorů*. ČVUT, Praha, 1995. 236 s. ISBN 80-01-01291-3.
5. ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
6. ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Milan Mihola, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



prof. Dr. Ing. Petr Novák
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. 5. 2018



.....

Podpis

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo).
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona).
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce.
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21.5.2018



.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Michał Staszowski

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Milíkov 290, 739 81

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl velmi poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Milanu Miholovi, Ph.D. za cenné rady, připomínky, odborné vedení a trpělivost.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

STASZOWSKI, M. *Konstrukční úprava kloubů manipulační nástavby robotu TAROS: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická Univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra Robotiky, 2018, 54s., Vedoucí práce: Ing. Milan Mihola, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukční úpravou 4. kloubu manipulační nástavby. V úvodní části práce je proveden průzkum obdobných systémů pro mobilní platformy. Následně byl vytvořen požadavkový list a tři konstrukční návrhy řešení kloubu. Optimální varianta byla podrobněji zpracována, doplněna 3D modelem, kontrolními výpočty a požadovanou výkresovou dokumentací.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

STASZOWSKI, M. *Constructional Adjustment of The Joint of Manipulation Superstructure of The Vehicle TAROS: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 2018, 54p., Head of thesis: Ing. Milan Mihola, Ph.D.

The bachelor thesis deals with the construction modification of the 4th joint of the extension for handling device. In the introductory part of the thesis is carried out a survey of similar systems for mobile platforms. Subsequently a request sheet and three design proposals for a joint solution were created. The optimal variant was further elaborated, supplemented a 3D model, control calculation and the required drawing documentation.

Obsah

Seznam použitého značení.....	10
1 Úvod.....	11
2 Analýza.....	13
2.1 Analýza obdobných systému	13
2.1.1 Igus Robolink D.....	13
2.1.2 Robot Hardy.....	14
2.1.3 Ibis.....	15
2.1.4 Robot Hercules.....	16
3 Požadavkový list.....	18
4 Varianty řešení	19
4.1 Varianta A	19
4.2 Varianta B.....	22
4.3 Varianta C.....	24
5 Kriteriaální analýza	27
5.1 Kriteriaální analýza Michal	28
5.1.1 Hodnocení variant.....	29
5.2 Kriteriaální analýza Dominik	30
5.2.1 Hodnocení variant.....	31
5.3 Kriteriaální analýza Jan	32
5.3.1 Hodnocení variant.....	33
5.4 Hodnocení kriteriaální analýzy	34
6 Rozpracování vítězné varianty.....	35
6.1 Kontrola šnekového převodu.....	36
6.2 Kontrola per.....	40
6.2.1 Kontrola pera na smyk	41
6.2.2 Kontrola pera na otláčení	42
6.3 Šneková hřídel	44
6.3.1 Optimalizace šnekové hřídele	44
6.3.2 Kontrola ložisek	48

6.4	Výstupní hřídele	52
6.4.1	Optimalizace výstupní hřídele	52
6.4.2	Kontrola ložisek	59
6.5	Další úpravy.....	61
7	Montáž.....	63
7.1	Montáž šnekového bloku.....	63
7.2	Montáž šnekové hřídel-bloku	64
7.3	Montáž motorového bloku	65
8	Porovnání úprav.....	66
9	Závěr.....	68
10	Použitá literatura	69
11	Seznam obrázků	70
12	Seznam tabulek.....	72
13	Seznam příloh	73

Seznam použitého značení

Značka	Význam	Jednotka
C	Základní dynamická únosnost	N
F_a	Axiální síla	N
F_c	Celková síla působící na pera	N
F_l	Síla pro předpětí ložisek	N
F_p	Síla působící na jedno pero	N
F_r	Radiální síla	N
L_{10}	Životnost ložiska	Otáčky
M_k	Kroutící moment	N*m
P	Ekvivalentní dynamické zatížení	N
S	Plocha	mm ²
b	Šířka pera	mm
d	Průměr hřídele	m
k	Bezpečnost	-
l	Délka péra	mm
p	Otlačení	MPa
p_{dov}	Dovolené otlačení	MPa
σ_{dt}	Dovolené napětí	MPa
τ_s	Smykové napětí	MPa
τ_{sdov}	Dovolené smykové napětí	MPa

1 Úvod

V současné době se servisní roboty stále více používají. Mají využití v mnoha oblastech. Ve stavebnictví pro manipulaci s těžkým materiálem, nebo pro vyhlazování betonových ploch. V domácnostech jako vysavače a na zahradě jako sekačky. Další využití mají v průmyslu pro úklid pracoviště a manipulaci s těžkým materiálem. Zajímavé využití servisních robotů je například i v zemědělství pro krmení dobytka. Velkým oborem pro využití servisních robotů je taky armáda.

Armáda vynakládá nemalé finance na vývoj servisních robotů. Liší se od sebe podle účelů použití.

- roboty logistické
- roboty pyrotechnické
- roboty pro boj s ohněm
- pátrací a záchranné roboty
- pozorovací a průzkumné roboty
- roboty vybavené zbraňovými systémy

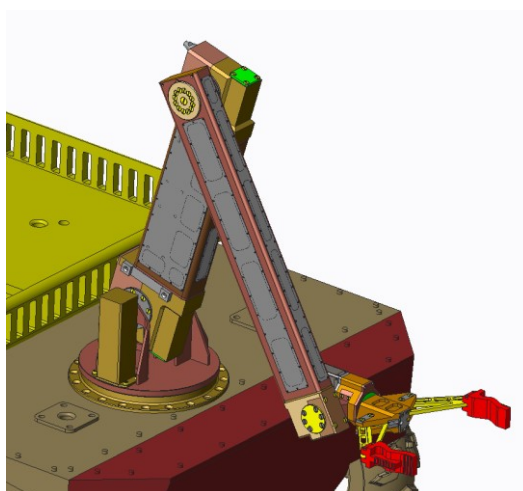
Cílem těchto robotů je usnadnit lidem práci a také zamezit úrazům a lidským ztrátám.

Jedním takovým robotem je i robot Taros, který vyvinula firma VOP CZ ve spolupráci s CAFR a univerzitami (Univerzita obrany v Brně, VŠB-TU Ostrava, VUT Brno a ČVUT Praha). Toto vozidlo je zkonstruované z modulů 4x4 a 2x2. Tyto moduly lze spolu kombinovat, tudíž můžu mít 4 kolovou, 6 kolovou, nebo dokonce i 8 kolovou verzi. Vozidlo je určeno pro bojovou a logistickou podporu vojenských jednotek. Je to robot, na který jde nasadit různé nástavby. Hlavní nástavbou je ložná plocha, která slouží pro přepravu batohu vojáků, ale také může převážet zbraně a munici pro vojáky. Kromě této ložné plochy lze moduly vybavit průzkumnými systémy, komunikační technikou, zbraňovými systémy, nebo také může být vybaven robotickým ramenem. [1]



Obr. 1 – Robot Taros

Toto rameno má 5 stupňů volnosti, ve své práci se budu zabývat 4. kloubem robotického ramene robotu Taros, které je řešené pomocí motoru Maxon s převodovkou a dalším převodem pomocí šnekového soukolí od firmy TEAtechnik. Toto rameno slouží pro manipulaci s nejrůznějšími předměty, ale také ho lze vybavit různými účelovými zařízeními, například detektor kovů, bagrovací lžíci, nebo zařízením pro odběr vzorků. Dosah ramene je 2070 – 2100mm (podle rozevření čelisti) a nosnost nástavby je 20kg. Efektor umožňuje citlivou regulaci síly úchopu v rozsahu cca 15 až 600N. [2]



Obr. 2 – Rameno Robotu Taros [2]

2 Analýza

2.1 Analýza obdobných systému

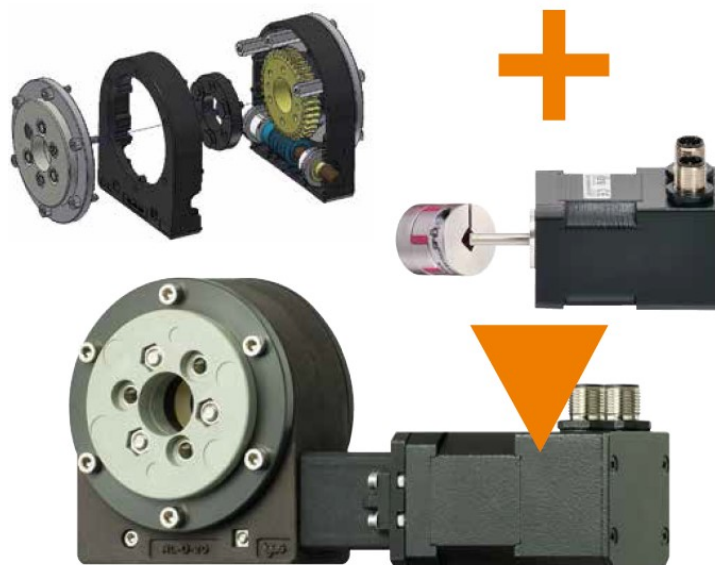
2.1.1 Igus Robolink D

Jedná se o průmyslového stolního robota, který je na systému stavebnice, to znamená, že můžeme podle využití navrhnout počet os a stupňů volností. Jeho hmotnost je 9 kg a nosnost 4-osého robota je až 4kg. Maximální rychlost je 0,5m/s



Obr. 3 – Igus Robolink D [3]

Hlavním stavebním prvkem jsou ohybová místa, které v tomto případě tvoří šnekové převody uvnitř pouzdra z umělé hmoty. Šneková hřídel je poháněná krokovým motorem se spojkou a kodérem. Je založená na systému IGLIDUR PRT a technologii dry-tech, která poskytuje pohyb, bez potřeby mazání. [3]



Obr. 4 – Složení kloubu robotu Igus Robolink D [3]

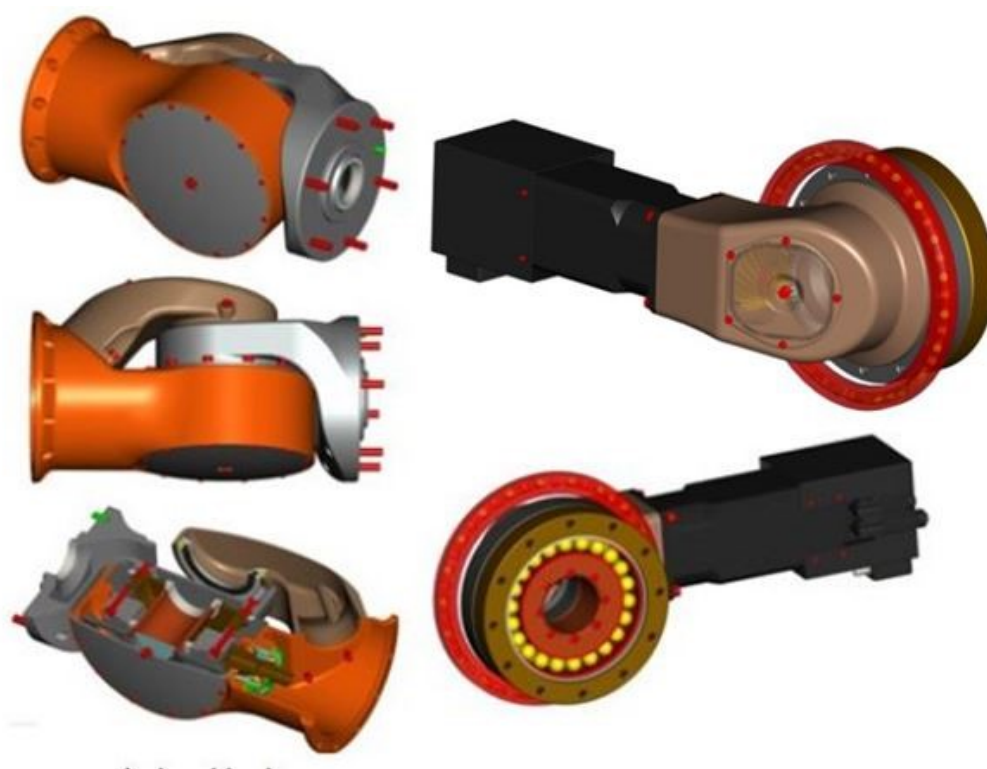
2.1.2 Robot Hardy

Tento servisní robot, slouží jako záchranářský a hasičský robot, skládá se ze tří částí. Robustní podvozek, který má původ v mini-nakladači Bobcat. Další částí je manipulační rameno s nosností až 300kg. Poslední částí je víceúčelový efektor.



Obr. 5 - Robot Hardy [4]

Manipulační nástavba má 5 stupňů volnosti. První dva klouby jsou hydraulické, zbylé tři klouby jsou osazeny motory od firmy TG Drives s převodovkou. [4]



Obr. 6 - Složení kloubu robotu Hardy [4]

2.1.3 Ibis

Je to robot polské produkce, který slouží jako pyrotechnický, nebo bojový robot. Manipulační nástavba má nosnost 50kg a 6 stupňů volnosti. Zajímavý je pátá vazba, která je translační a díky tomu může být dosah ramene až 3,3m. Koncový efektor může být vybaven detonačním zařízením, vrtačkou, rentgenem a mnoho dalším příslušenstvím. [5]



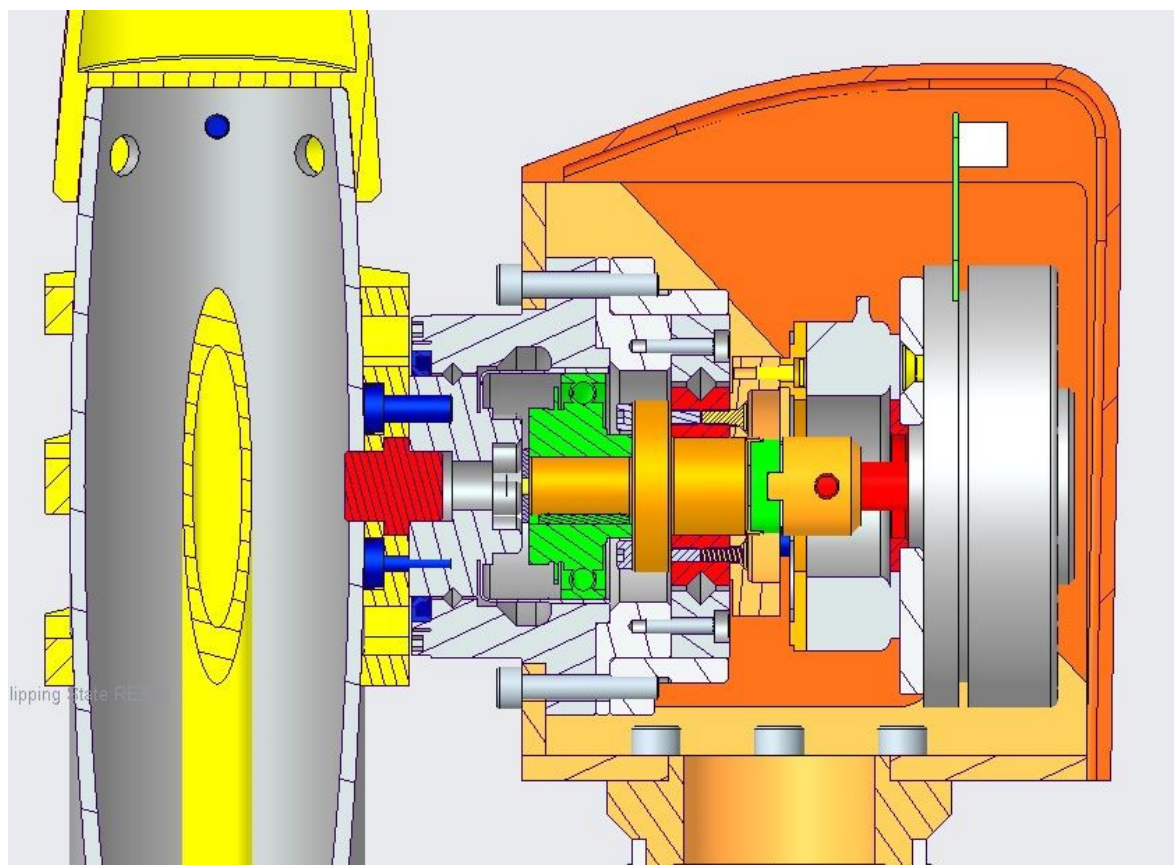
Obr. 7 – Robot Ibis [5]

2.1.4 Robot Hercules



Obr. 8 - Robot Hercules [6]

Tento robot vzniknul na univerzitě VŠB-TU Ostrava. Manipulační nadstavba je celá navržená a realizovaná katedrou. Důležitým požadavkem byla vzhledem k okolnostem co nejmenší náročnost výroby (časová i finanční), důsledkem toho jsou např. všechny tři pohonné jednotky totožné, bez ohledu na nižší skutečné zatížení některých kloubů. Jednoduchá konstrukce má však i své výhody, mezi důležité výhody patří nulové mechanické vůle, výsledkem toho je možno provádět velmi přesné a jemné polohování. Manipulátor má 3 stupně volnosti, všechny klouby jsou osazeny diskovými elektromotory MAXON EC90F 60 W doplněnými o harmonické převodovky. Pro nízkoúrovňové řízení pohonů ramene jsou využity jednotky Maxon EPOS propojené CAN sběrnici. [6]



Obr. 9 – Řešení kloubu robotu Hercules [6]

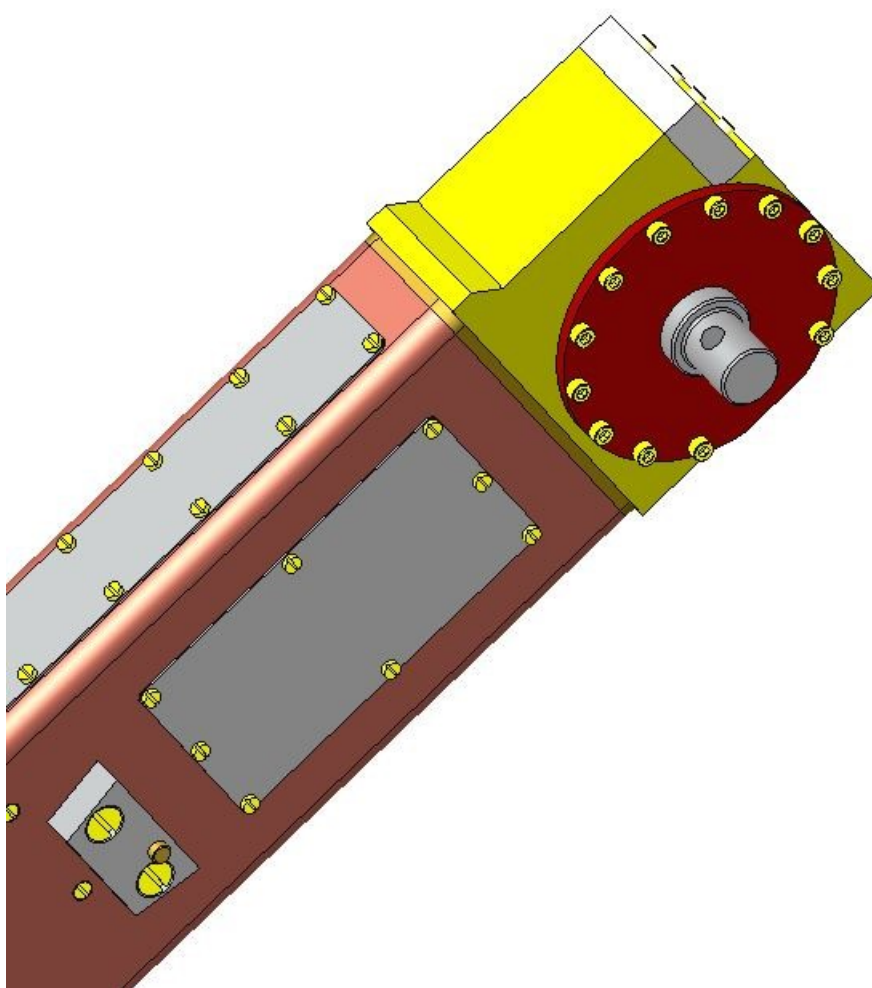
3 Požadavkový list

- Dosažení minimálně stávajících parametrů
- Krouticí moment – $80\text{N}\cdot\text{m}$
- Rychlost otáčení kloubu – $2\text{ot}/\text{min}$
- Nepřekročit hmotnost stávajícího řešení – 5Kg
- Nízká cena
- Minimalizovat vůle
- Požadavek na jednoduchost konstrukce
- Nízké nároky na údržbu a servis
- Zachování polohy kloubu při ztrátě energie
- Odolné působení vnějšímu prostředí

4 Varianty řešení

Byly vytvořené tři varianty konstrukční úpravy kloubu robotu Taros. Každá varianta počítá s využitím motoru Re30 268215 v kombinaci s planetovou převodovkou Gp32C 166941, oba tyto díly jsou od firmy Maxon. Převodovka je spojena s hřídelí pomocí tří dílné spojky OLDHAM od firmy TEAtechnik.

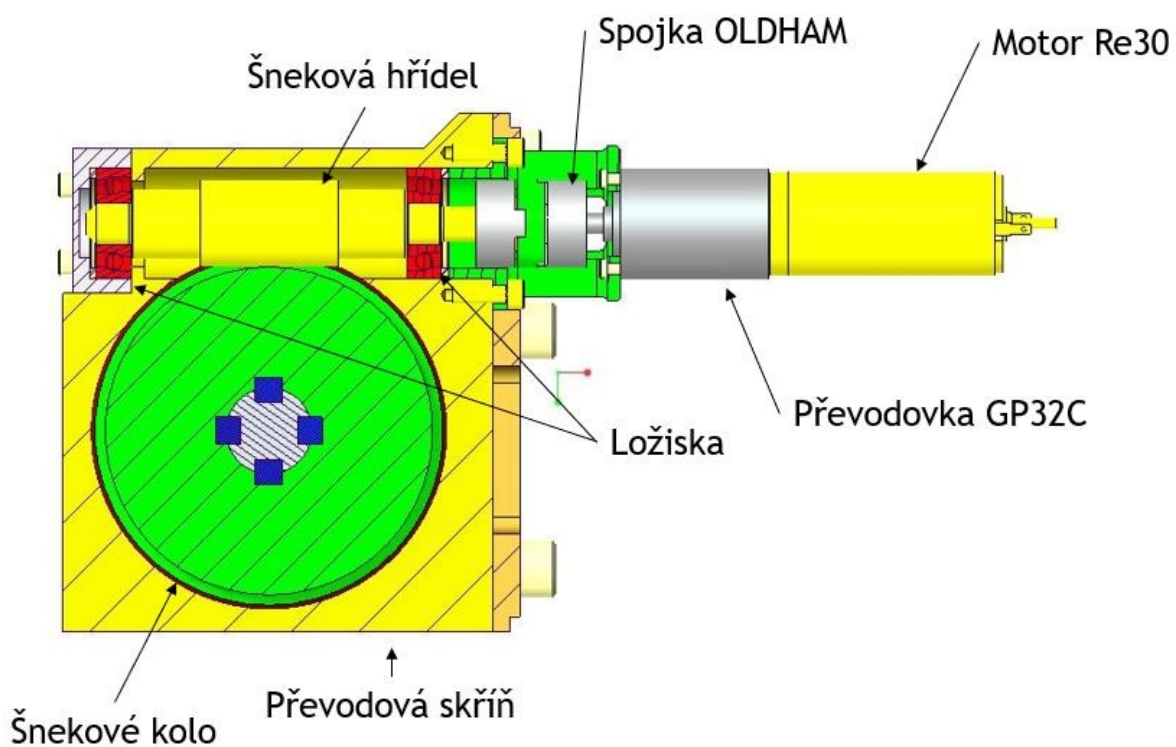
4.1 Varianta A



Obr. 10 – Varianta A – celkový pohled

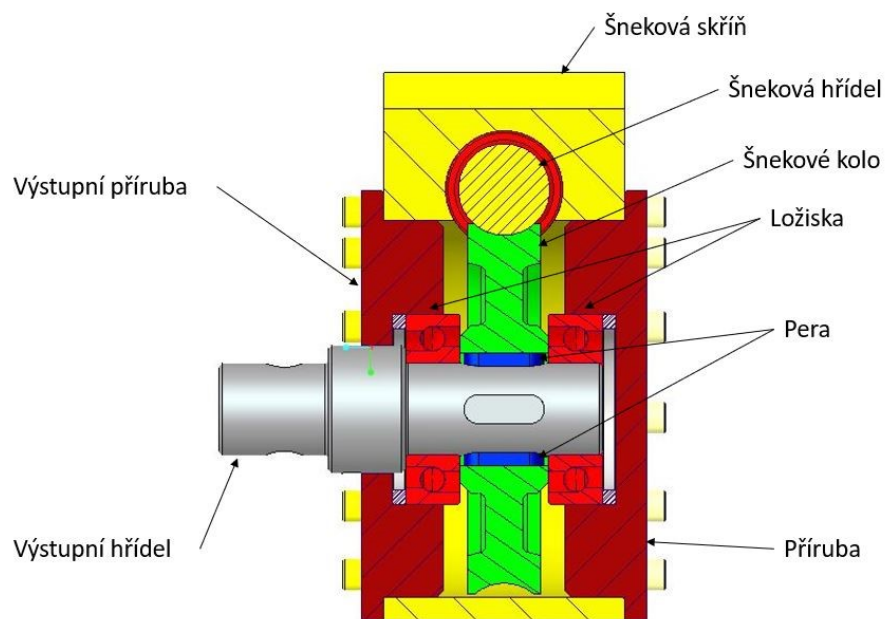
U této varianty bylo využito pro převod šnekové soukolí s převodovým poměrem 47:1 a účinností 0,5-0,56 dle otáček. Toto soukolí je od firmy TEA technik, výhodou toho převodu je jeho samosvornost, která zabrání změně polohy kloubu při ztrátě energie. Je zabudované ve šnekové skříní, která byla vyrobena z jednoho kusu hliníku. Z boku této

skříně jsou přichycené příruby pomocí 12 šroubů M4, ve kterých jsou umístěna ložiska s kosoúhlým stykem.



Obr. 11 – Varianta A – pohled z boku

Mezi přírubou a ložisky je distanční kroužek pro jednodušší montáž a uložení šnekového převodu. Krouticí moment byl přenášen na výstupní hřídel z šnekového kola pomocí čtyř per.

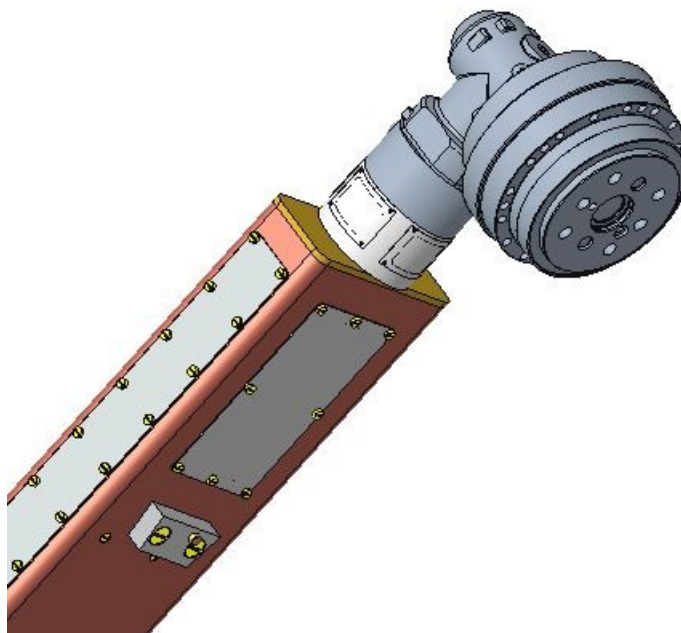


Obr. 12 – Varianta A – pohled zpeředu

Tab. 1 - Varianta A

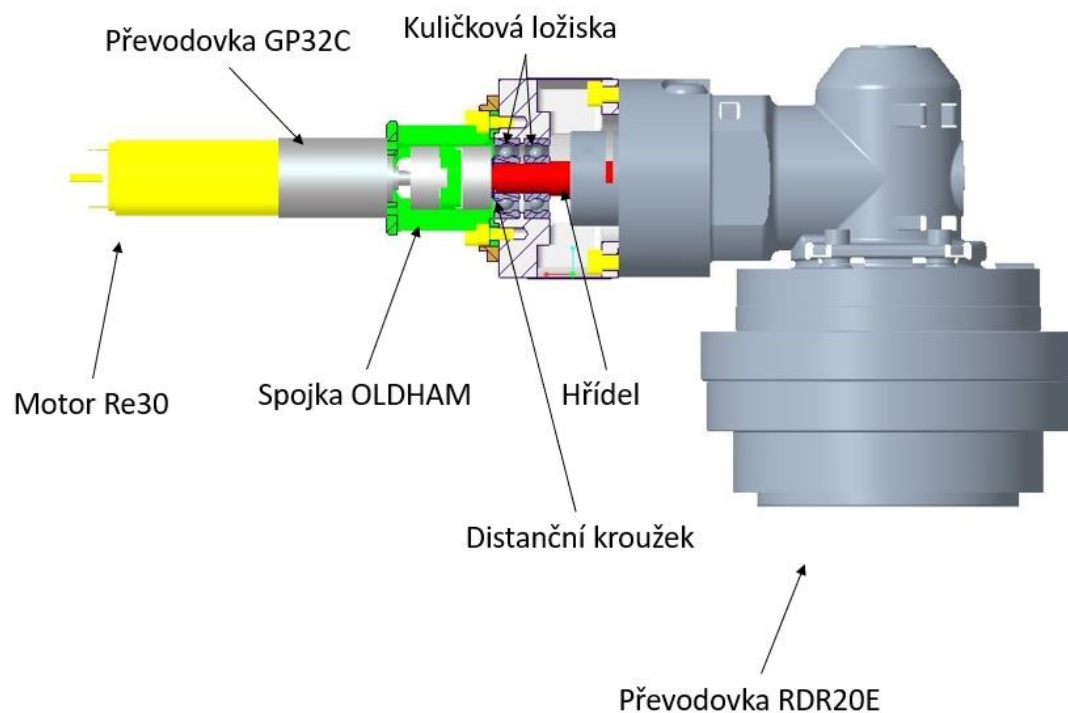
Hmotnost	5,5Kg
Odhad ceny	35000Kč
Výstupní otáčky	1,94Ot/min
Výstupní krouticí moment	120N*m

4.2 Varianta B



Obr. 13 – Varianta B – celkový pohled

U této varianty byla použita úhlová kompaktní cykloidní převodovka od firmy Raveo, která drží na přírubě. Otáčky z hřídele na převodovku jsou přenášeny pomocí svěrného spoje. Hřídel je uložena na dvou kuličkových ložiskách, které byly od spojky oddělené distančním kroužkem.



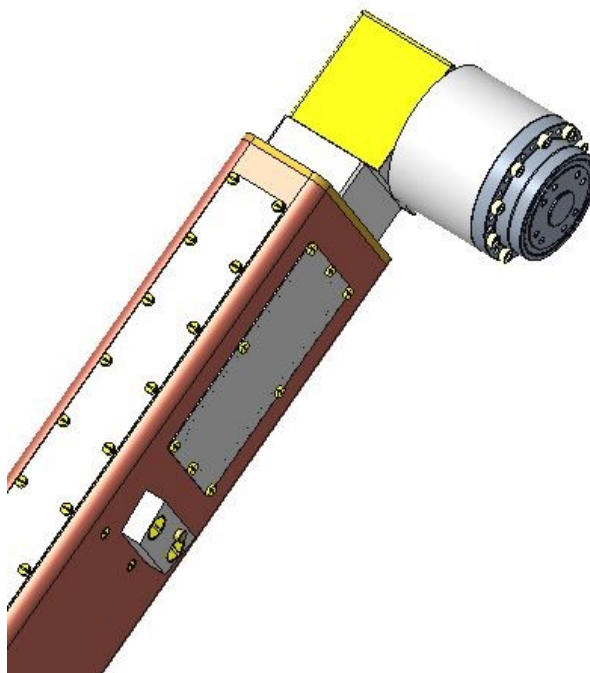
Obr. 14 – Varianta B – řez

Pro jednodušší montáž této převodovky byly vyfrézované díry, které jsou následně zakrytované. Výhoda této varianty je její konstrukční jednoduchost a velký kroučící moment na výstupu.

Tab. 2 - Varianta B

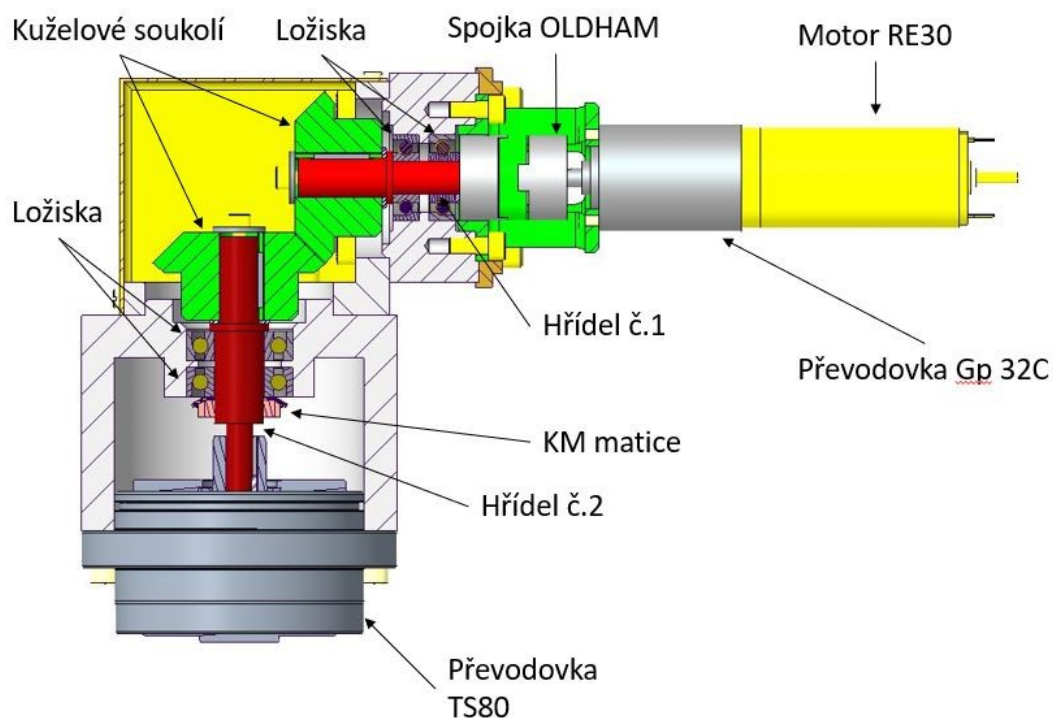
Hmotnost	10 Kg
Odhad ceny	100 000Kč
Výstupní otáčky	2,23Ot/min
Výstupní kroučící moment	159,5N*m

4.3 Varianta C



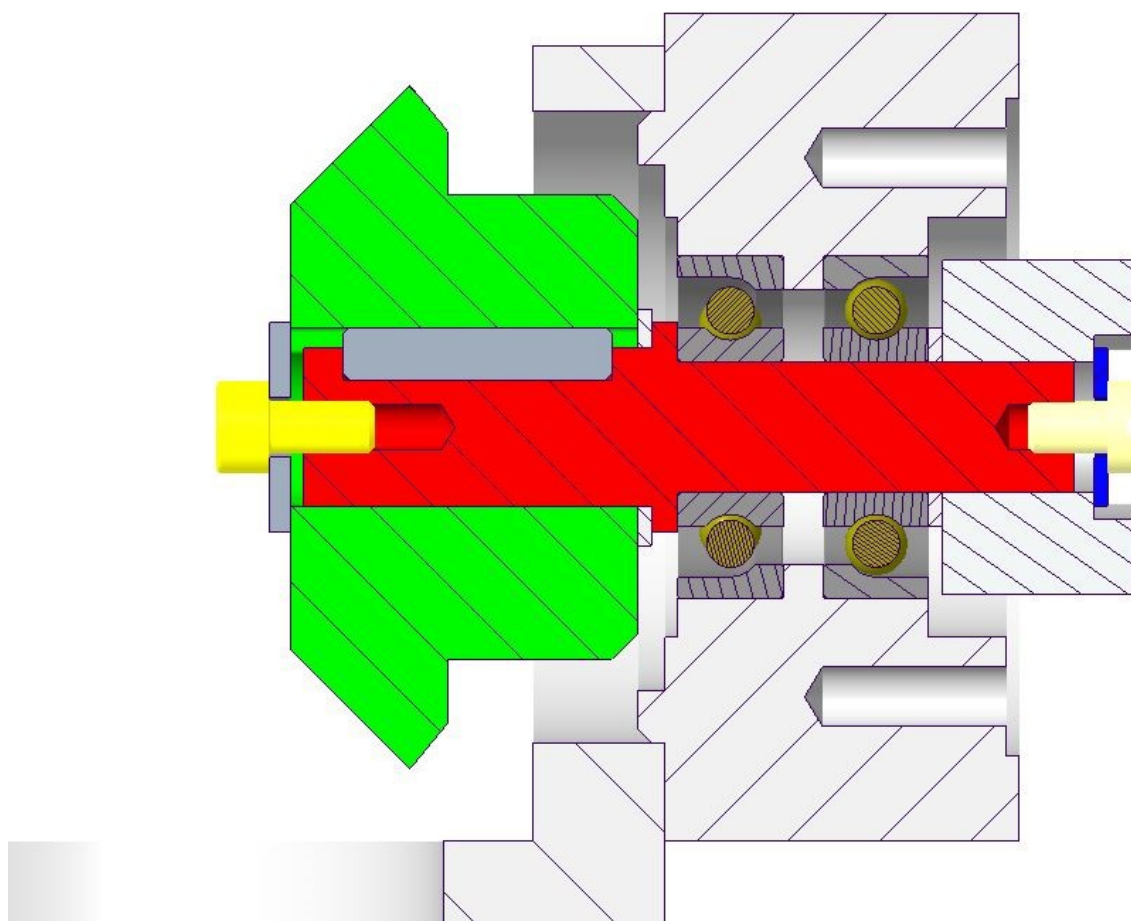
Obr. 15 – Varianta C – celkový pohled

Táto varianta pro převod využívá komponentní cykloidní převodovku TS 80 od firmy TG drives. Kroutící moment na tu převodovku je přenášen z hřídele č.2 pomocí pera. Tato hřídel je uložena na dvou ložiskách s kosoúhlým stykem, které jsou zajištěna pomocí KM matice a MB podložky. Na konci této hřídele je osově odvrtná díra pro šroub M4, který slouží pro axiální uchycení kuželového soukolí s převodem 1:1 od firmy TEA technik. Pro jednodušší montáž kuželového soukolí je vložen distanční kroužek mezi segment hřídele a kuželové soukolí. Tento distanční kroužek se může dle potřeby trochu zbrousit, aby bylo zajištěno dokonalé uložení kuželového soukolí.



Obr. 16 - Varianta C - řez

Hřídel č.1 je řešena obdobně, ale místo KM matice je použitý distanční kroužek a jedná část spojky OLDHAM, která drží na svěrném spoji a při montáži se dotlačí na ložiska pomocí šroubu M4, který bude použit jenom při montáži. Když se dotáhne svěrný spoj spojky, tento šroub může být odstraněn. (viz Obr. 17)



Obr. 17 – Varianta C – montáž spojky

Kuželové soukolí je chráněno proti prachu pomocí krytu z hliníku. Toto řešení je konstrukčně velmi složité a bude náročné na montáž a servis, ale výhoda toho řešení je velmi malá hmotnost.

Tab. 3 – Varianta C

Hmotnost	4,8Kg
Odhad ceny	65 000Kč
Výstupní otáčky	2,47Ot/min
Výstupní krouticí moment	78N*m

5 Kriteriační analýza

Ze zhotovených variant byla vybrána jedna pro další zpracování. Výběr byl proveden dle kriteriační analýzy. Nejdříve byla zvolena hodnocená kritéria, potom pomocí porovnání párů v trojúhelníku a počtu voleb byla určena váha významnosti jednotlivých kritérií. Pro zajištění vyšší objektivity porovnání párů v trojúhelníku bylo provedeno třemi lidmi, kteří byli seznámeni s problematikou (Já – Michal, Dominik, Jan). Z výsledků kriteriačních analýz uděláme průměr a nejlépe hodnocenou variantu použijeme k dalšímu zpracování.

Tab. 4- Výběr kritérií

Hodnocená kritéria	Název kritéria	Popis kritéria
K1	Náklady	Odhad ceny
K2	Hmotnost + poloha těžiště	Hmotnost varianty a poloha těžiště
K3	Vnější rozměry	Kompaktnost
K4	Technické parametry	Dosažitelné technické parametry
K5	Konstrukce	Složitost konstrukce, výroby, montáž a servis

Tab. 5 - Stupnice hodnocení

Stupnice hodnocení slovně	Stupnice hodnocení číselně
Nepříznivý stav	1
Nevyhovující úroveň	2
Nízká úroveň	3
Průměrná úroveň	4
Dobrá úroveň	5
Vysoká úroveň	6

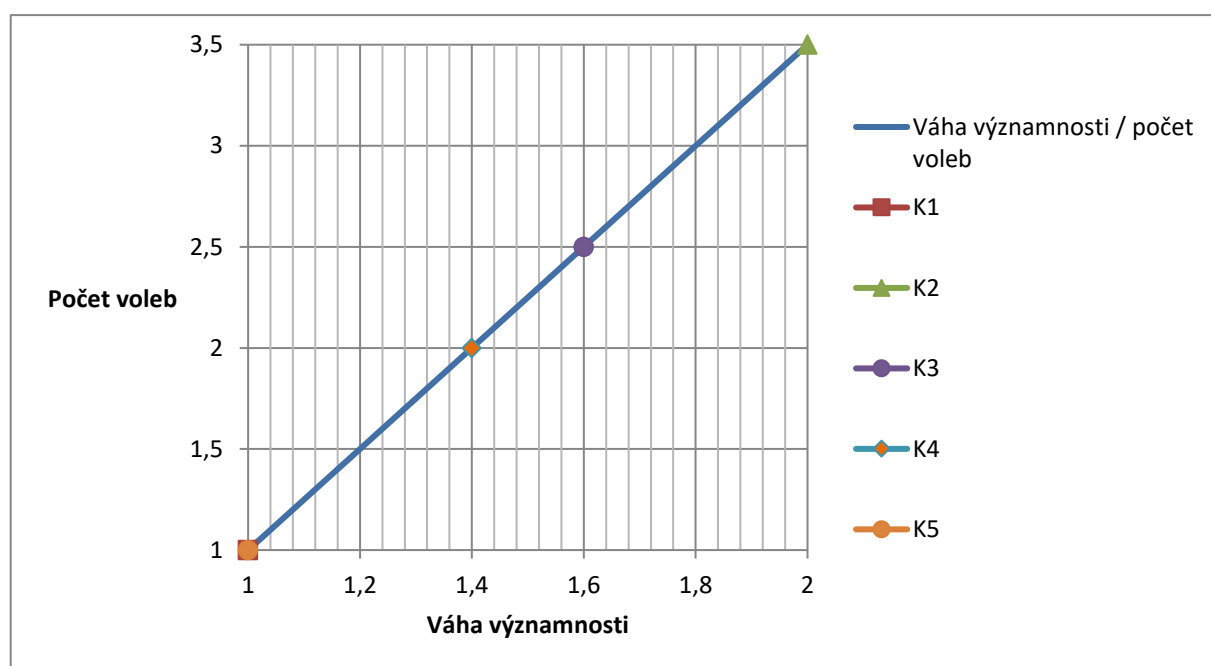
Tab. 6 - Významnost kritérií

Významnost kritérií	
Nejnižší	1
Nejvyšší	2

5.1 Kriteriaální analýza Michal

Tab. 7 - Metoda porovnání párů Michal

				Počet voleb v	Pořadí	Váha významnosti q
K1	K1	K1	K1	1	4.	1
K2	K3	K4	K5			
	K2	K2	K2	3,5	1.	2
	K3	K4	K5			
		K3	K3	2,5	2.	1,6
		K4	K5			
			K4	2	3.	1,4
			K5			
				1	4.	1



Obr. 18 - Graf pro určení váhy významnosti Michal

5.1.1 Hodnocení variant

Tab. 8 - Varianta A - Michal

	Hodnota	Významnost	Vážený index
k1	6	1	6
k2	5	2	10
k3	5	1,6	8
k4	4	1,4	5,6
k5	4	1	4
Celkový součet vážených indexů l_{ij}^*			33,6

Tab. 9 - Varianta B - Michal

	Hodnota	Významn	Vážený index kritéria l_{ij}^*
k1	2	1	2
k2	2	2	4
k3	3	1,6	4,8
k4	5	1,4	7
k5	5	1	5
Celkový součet vážených indexů			22,8

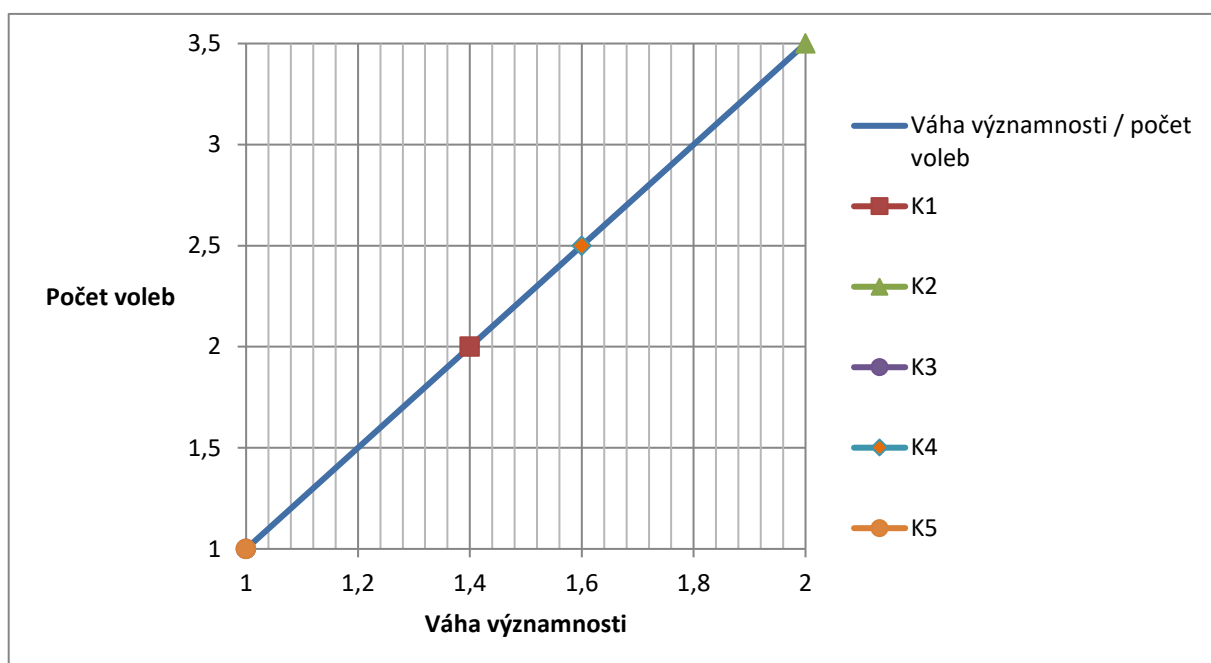
Tab. 10 - Varianta C - Michal

	Hodnota	Významnost	Vážený index
k1	3	1	3
k2	6	2	12
k3	3	1,6	4,8
k4	2	1,4	2,8
k5	4	1	4
Celkový součet vážených indexů l_{ij}^*			26,6

5.2 Kriteriaální analýza Dominik

Tab. 11 - Metoda porovnání párů Dominik

				Počet voleb v	Pořadí	Váha významnosti q
K1	K1	K1	K1	2	3	1,4
K2	K3	K4	K5			
	K2	K2	K2	3,5	1	2
	K3	K4	K5			
		K3	K3	1	4	1
		K4	K5			
			K4	2,5	2	1,6
			K5			
				1	4	1



Obr. 19 - Graf pro určení váhy významnosti – Dominik

5.2.1 Hodnocení variant

Tab. 12 - Varianta A - Dominik

	Hodnota	Významnost	Vážený index
k1	6	1,4	8,4
k2	5	2	10
k3	5	1	5
k4	4	1,6	6,4
k5	4	1	4
Celkový součet vážených indexů lij*			33,8

Tab. 13 - Varianta B - Dominik

	Hodnota	Významnost	Vážený index
k1	2	1,4	2,8
k2	2	2	4
k3	3	1	3
k4	5	1,6	8
k5	5	1	5
Celkový součet vážených indexů lij*			22,8

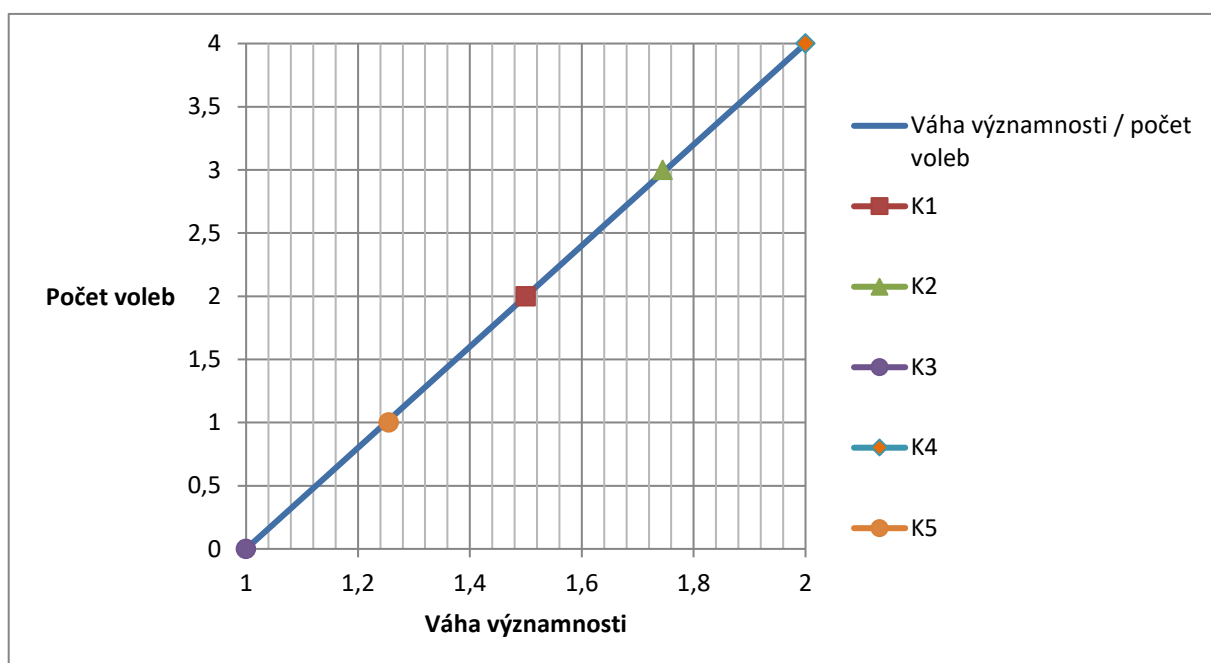
Tab. 14 – Varianta C - Dominik

	Hodnota	Významnost	Vážený index
k1	3	1,4	4,2
k2	6	2	12
k3	3	1	3
k4	2	1,6	3,2
k5	4	1	4
Celkový součet vážených indexů lij*			26,4

5.3 Kriteriační analýza Jan

Tab. 15 - Metoda porovnání párů Jan

				Počet voleb v	Pořadí	Váha významnosti q
K1	K1	K1	K1	2	3	1,5
K2	K3	K4	K5			
	K2	K2	K2	3	2	1,745
	K3	K4	K5			
		K3	K3	0	5	1
		K4	K5			
			K4	4	1	2
			K5			
				1	4	1,255



Obr. 20 - Graf pro určení váhy významnosti – Jan

5.3.1 Hodnocení variant

Tab. 16 - Varianta A - Jan

	Hodnota	Významnost	Vážený index
k1	6	1,5	9
k2	5	1,745	8,725
k3	5	1	5
k4	4	2	8
k5	4	1,255	5,02
Celkový součet vážených indexů lij*			35,745

Tab. 17 - Varianta B - Jan

	Hodnota	Významnost	Vážený index
k1	2	1,5	3
k2	2	1,745	3,49
k3	3	1	3
k4	5	2	10
k5	5	1,255	6,275
Celkový součet vážených indexů lij*			25,765

Tab. 18 - Varianta C - Jan

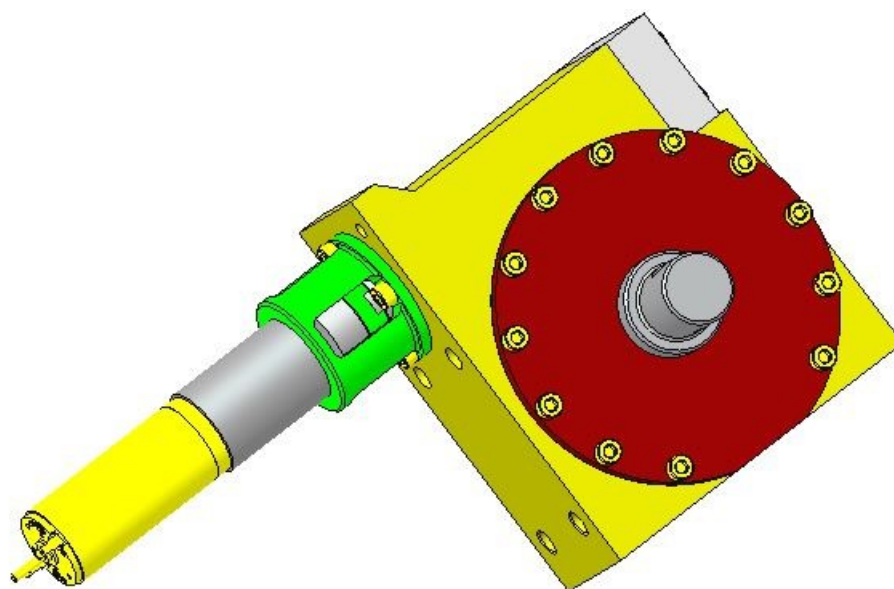
	Hodnota	Významnost	Vážený index
k1	3	1,5	4,5
k2	6	1,745	10,47
k3	3	1	3
k4	2	2	4
k5	4	1,255	5,02
Celkový součet vážených indexů lij*			26,99

5.4 Hodnocení kritériální analýzy

Ze zhotovených variant, nejlepšího hodnocení bylo dosaženo u varianty A (viz. Tab. 19).

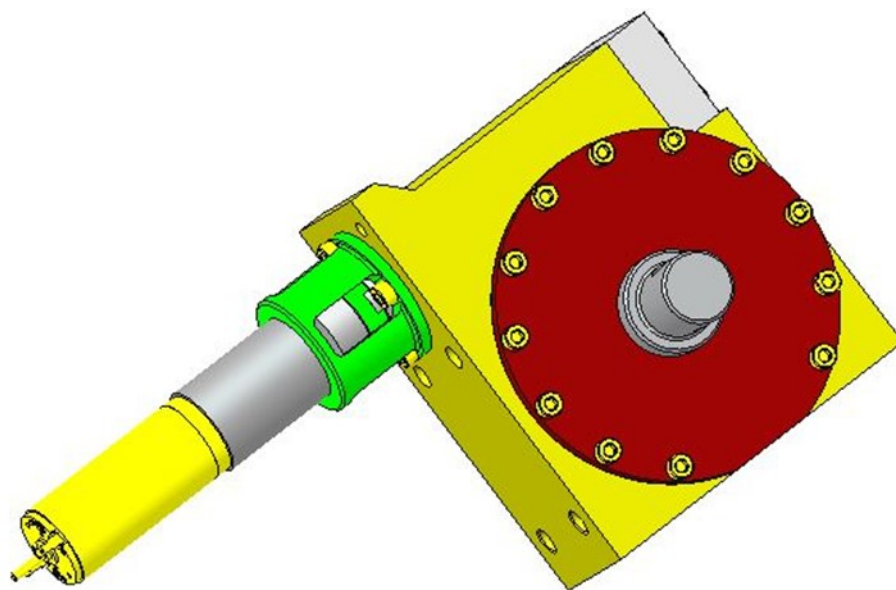
Tab. 19 - Hodnocení kritériální analýzy

	Varianta A	Varianta B	Varianta C
Kritériální	33,6	22,8	26,6
Kritériální	33,8	22,8	26,4
Kritériální	35,745	25,765	26,99
Průměr	34,382	23,788	26,663

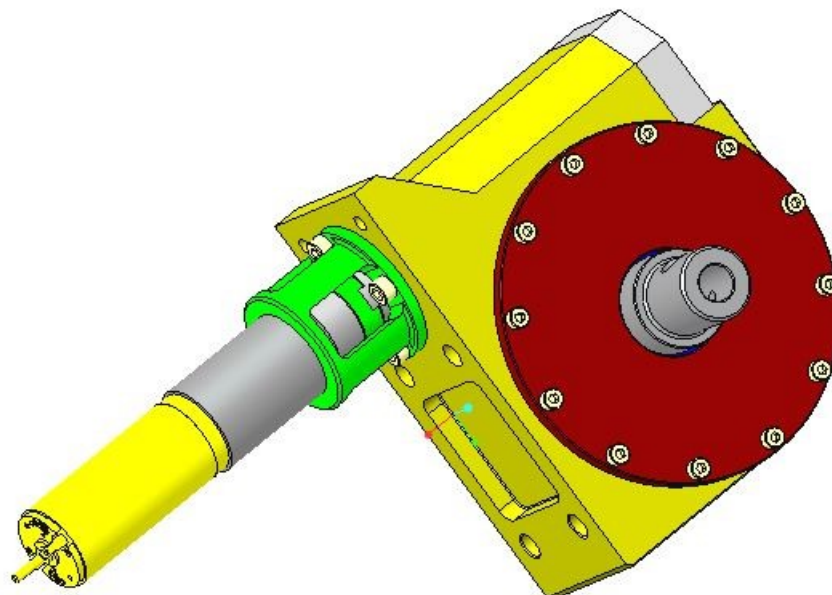


Obr. 21 – Vítězná varianta

6 Rozpracování vítězné varianty



Obr. 22 – Vítězná varianta před rozpracováním



Obr. 23 – Rozpracovaná vítězná varianta

Důležitým komponentem u této varianty je šnekový převod, proto byl proveden výpočet na kontrolu tohoto převodu. Díky tomuto výpočtu zjistíme, jaké síly působí na hřídele od působení šnekového převodu a provedeme pevnostní analýzu hřídelí a následně je upravíme. Dále upravíme zbylé komponenty, aby měly co nejmenší hmotnost. Jedná se o 4 kloub ramene, tudíž je žádoucí mít jak nejmenší hmotnost, abychom mohli zmenšit výkon na ostatních kloubech.

6.1 Kontrola šnekového převodu

Šnekový převod byl zkontrolován pomocí software MITCalc. Nejprve byly navoleny základní vstupní parametry jako výkon, otáčky a požadovaný převodový poměr (viz. Obr. 24). Následně byl vybrán materiál šneku i kola a typ zatížení. Také v této kapitole bylo voleno způsob mazání. Tato varianta bude mazána pomocí plastického maziva, ale tento druh mazání není v nabídce, tudíž jsem musel zvolit mazání ostříkem pomocí minerálního oleje, které se nejvíce blíží mazání plastickým mazivem. Poté jsem také vyplnil okénko pro životnost, kterou jsem zvolil 2200 hodin. U průmyslových robotů by byla tato hodnota nedostačující, ale pro naše využití vyhovuje, jelikož robot je řízen operátorem, a tudíž nevykonává cyklický se opakující operace a nebude pořád zatěžovaný maximálním zatížením (viz. Obr. 25). Další kapitola se zaměřuje na návrh geometrie. Zde jsem vyplnil hodnoty tak, aby se shodovaly s hodnotami v katalogu od výrobce pro můj zvolený model šnekového převodu (viz. Obr. 26). Pak byl proveden výpočet. Nejprve to vypočítalo zbylé rozměry šnekového kola (viz. Obr. 27), které se shodují s rozměry z katalogu, tudíž zadané kolo je stejné, jaké bylo použité u této varianty. Dále byl převod zkontrolován na odolnost proti opotřebení (viz. Obr. 28), na odolnost proti pittingu (viz. Obr. 29) a na únosnost na patě zubů (viz. Obr. 30). Z všech předešlých kontrol vyšla bezpečnost větší než 1, tudíž šnekový převod je bezpečný a vyhovuje. V kategorii výsledků je taky kapitola obsahující působení sil (viz. Obr. 31).

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba základních vstupních parametrů				
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)		
1.2	Poháněný šnek / šnekové kolo	Šnek		
1.3	Přenášený výkon	Pw [kW]	0,063	0,024 <= Max. Pw
1.4	Otáčky šneku / šnekového kola	n [/min]	91,61	1,95 i <= n1,n2
1.5	Krouticí moment (šnek / kolo)	Mk [Nm]	6,62	117,58 Pw2 <= Mk2,n2
1.6	Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	47,00	40,00
1.7	Skutečný převodový poměr / odchylka	i	47,00	0,00%

Obr. 24 – Šnekový převod – vstupní hodnoty

2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.				
2.0	Označení materiálu podle normy :	ISO		
2.1	Materiál šneku:	Konstrukční ocel legovaná TYPE 5 (Rm=785 MPa) cementovaná kalená		
2.2	Materiál kola :	Cínový Bronz CuSn12-C-GZ (DIN EN 1982) (Rm=280 MPa)		
2.3	Typ šneku (typ profilu zubu)	ZN (N) Obecné		
2.4	Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	B...S malou nerovnoměrností		
2.5	Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	B...S malou nerovnoměrností		
2.6	Způsob mazání	Mazání ostříklem		
2.7	Typ oleje	Minerální olej		
2.8	Označení oleje - výběr	ISO VG - 220 (AGMA no 5)		
2.9	Kinematická viskozita při 40°C a 100°C	v40, v100	220,00	40,00 [mm ² /s]
2.10	Měrná hmotnost maziva při 15°C	poil15	1,060	[kg/dm ³]
2.11	Střední hodnota drsnosti šneku	Ra1	0,50	[microm]
2.12	Součinitel vnějších dynamických sil	KA	1,35	1,35 <input checked="" type="checkbox"/>
2.13	Požadovaná životnost	Lh	2200	[h]
2.14	Požadované koeficienty bezpečnosti			
2.15	Bezpečnost proti opotřebení	SW	1,10	≥1.10
2.16	Bezpečnost proti pittingu	SH	1,00	≥1.00
2.17	Bezpečnost proti nedovolenému průhybu	Sδ	1,00	≥1.00
2.18	Bezpečnost proti únavovému lomu	SF	1,10	≥1.10

Obr. 25 – Šnekový převod – volba materiálu a režim zatížení

4.0 ☒ **Návrh geometrie ozubení**

4.1 Tabulka vyhovujících řešení

4.2 Kontrolovat bezpečnost SW ☒ SH ☒ S₀ ☒ SF ☒

4.3 Rozsah z1 od - do 1 1

4.4 Rozsah q od - do 6 25

4.5 Třídít výsledky podle parametru: m

4.6

z1	z2	i	n2	q	m	DP	eta	gamma	a	d1	d2	mass	SW	SH	Sd	SF	<	
1	47	47,00	1,95	25,00	2,00	12,70	0,315	2,29	72,06	50,04	94,08	7,53	1,50	3,36	99,00	5,32	2,75	

4.8 Návrh geometrie

4.9 Počty zubů šneku / šnekového kola z1,z2 1 47 i ≤ z1,z2

4.10 Normální úhel záběru α 20,00 20 [°]

4.11 Součinitel průměru šneku (q = d1 / m) q 12,46 6 - 25

4.12 Průměr roztečné kružnice šneku d1 25,0000 ~ 13,6 [mm]

4.13 Úhel stoupání γ 4,5886 4 [°] ≤ SL

4.14 Smysl stoupání šroubovice Pravý

4.15 Modul ozubení / normalizovaná hodnota mn 2,000 2 [mm]

4.16 Circular Pitch / Diametral Pitch CP/DP 0,2474 12,7000

4.17 Vzdálenost levého/právého ložiska šneku (%průměru kola) l1%,l2% 50,00 50,00 [% da2]

4.18 Vzdálenost levého/právého ložiska šneku l1,l2 49,15 49,15 [mm]

4.19 Délka ozubení šneku L 27,64 27,64 [mm]

4.20 Šířka šnekového kola b2H 21,76 21,76 [mm]

4.21 Jednotkové posunutí kola x [modul] 0,0000 > -1

4.22 Průměr roztečné kružnice šneku / šnekového kola d1, d2 25,000 94,302 [mm]

4.23 Výpočet ozubení na zadanou osovou vzdálenost

4.24 Požadovaná osová vzdálenost / aktuální a [mm] 60,000 59,651

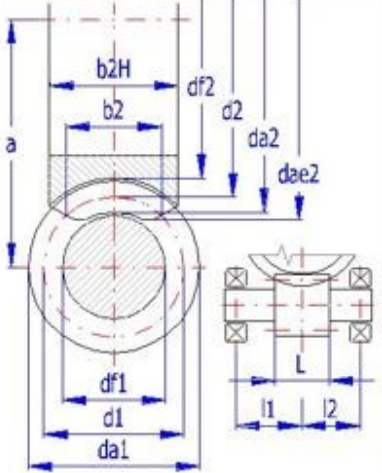
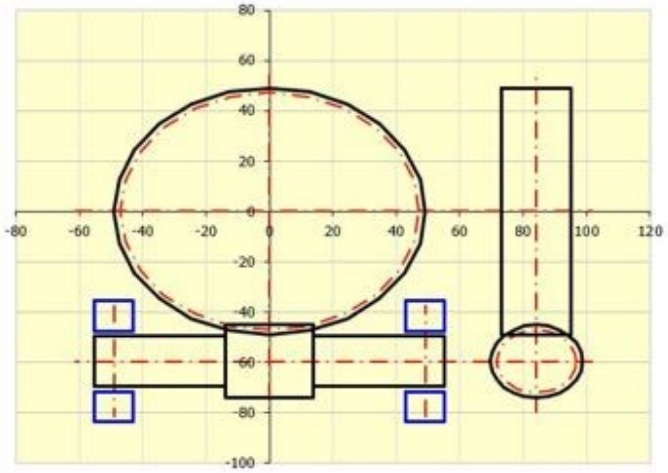
4.25 Dosažení osové vzdálenosti změnou parametru Součinitel průměru q <6;25> (53,731;72,058) **Řešit**

4.26 Přibližná hmotnost kompletní převodovky / soukolí m 4,348 1,755 [kg]

4.27 Celková účinnost / Maximální teoretická μges, μmax 37,81 76,65 [%]

4.28 Koeficienty bezpečnosti (opotřebení, zadírání) SW, SH 1,19 1,68

4.29 Koeficienty bezpečnosti (průhyb, únavový lom) S₀, SF 4,99 1,94

Obr. 26 – Šnekový převod – Návrh geometrie

5.1	Modul: normální / tečný / osový	mn,mt,mx	2,0000	25,0000	2,0064	[mm]
5.2	Rozteč: normální / tečná / osová	pn,pt,px	6,2832	78,5398	6,3034	[mm]
5.3	Úhel záběru: normální / tečný / osový	alfan,alfat,alfax	20,0000	77,6036	20,0592	[°]
5.4	Počty zubů šneku / šnekového kola		z1,z2	1	47	
5.5	Průměr hlavové kružnice		da1,da2	29,0000	98,3023	[mm]
5.6	Průměr roztečné kružnice		d1,d2	25,0000	94,3023	[mm]
5.7	Průměr patní kružnice		df1,df2	20,0000	89,3023	[mm]
5.8	Průměr valivé kružnice		dw1,dw2	25,0000	94,3023	[mm]
5.9	Průměr střední kružnice		dm1,dm2	25,0000	94,3023	[mm]
5.10	Vnější průměr šnekového kola		de2	101,0000	98,7-104,8	<input type="checkbox"/> [mm]
5.11	Výška hlavy zubu		ha1,ha2	2,0000	2,0000	[mm]
5.12	Výška paty zubu		hf1,hf2	2,5000	2,5000	[mm]
5.13	Osová vzdálenost		a	59,6511		[mm]
5.14	Délka šneku / šířka kola		L/b2H	27,6400	21,7600	[mm]
5.15	Úhel stoupání na: základním průměru / valivém průměru		γ, γ_w	4,5886	4,5886	[°]
5.16	Tloušťka zubu v normální rovině		sn1,sn2	3,1416	3,1416	[mm]
5.17	Tloušťka zubu v osově rovině		sx1,sx2	3,1517	3,1517	[mm]
5.18	Tloušťka zubové mezery v normální rovině		en1,en2	3,1416	3,1416	[mm]
5.19	Tloušťka zubové mezery v osově rovině		ex1,ex2	3,1517	3,1517	[mm]

Obr. 27 – Šnekový převod – Rozměry ozubení

7.0 <input checked="" type="checkbox"/> Odolnost proti opotřebení (DIN 3996)						
7.1	Náhradní modul pružnosti E	Ered	139322,45	[MPa]		
7.2	Střední napětí v dotyku	σ_{Hm}	375,43	[MPa]		
7.3	Přibližná hodnota pro exponent viskozity alfa	α	0,000000017	[m ² /N]		
7.4	Teplota materiálu kola	ϑ_M	34,72	[°C]		
7.5	Měrná hmotnost maziva při provozní teplotě	ρ_{oilM}	1,04557	[kg/dm ³]		
7.6	Kinematická viskozita při provozní teplotě	ν_M	272,41499	[mm ² /s]		
7.7	Dynamická viskozita při provozní teplotě	η_{0M}	0,28483	[Ns/m ²]		
7.8	Minimální střední tloušťka mezery mazání	hminm	0,06918	[micrometer]		
7.9	Počet zatěžovacích cyklů	NL	2,5729E+05			
7.10	Dráha opotřebení	sWm	3326129,704	[mm]		
7.11	Součinitel vlastností maziva	WS	1	[-]		
7.12	Koeficient tloušťky mazné vrstvy	KW	0,069184292	[-]		
7.13	Poměrná intenzita opotřebení	JOT	9,46647E-08	[-]		
7.14	Rozběhový součinitel / počet rozběhů za hod.	WNS	1		0	
7.15	Součinitel mazání materiálu	WML	1,6			
7.16	Intenzita opotřebení	JW	1,51463E-07			
7.17	Opotřebení boku zubu kola	δW_n	0,50378722	[mm]		
7.18	Krajní hodnota opotřebení boku zubu kola	δW_{limn}	0,600	< 1,686	<input checked="" type="checkbox"/>	[mm]
7.19	Bezpečnost proti opotřebení	SW	1,19			

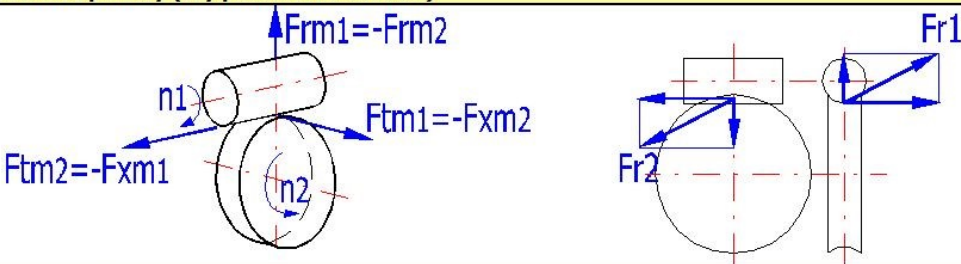
Obr. 28 – Šnekový převod – Odolnost proti opotřebení

8.0 <input checked="" type="checkbox"/> Odolnost proti pittingu (DIN 3996)			
8.1	Součinitel životnosti	Zh	1,499
8.2	Součinitel rychlosti	Zv	1,102
8.3	Součinitel velikosti	Zs	1,007
8.4	Součinitel převodového poměru	Zu	1,000
8.5	Součinitel mazání	Zoil	0,890
8.6	Odolnost proti pittingu	σ_{HlimT}	425,00 [MPa]
8.7	Krajní napětí v dotyku	σ_{HG}	629,01 [MPa]
8.8	Bezpečnost proti pittingu	SH	1,68

Obr. 29 – Šnekový převod – Odolnost proti pittingu

10.0 <input checked="" type="checkbox"/> Únosnost na patě zubu (DIN 3996)			
10.1	Součinitel délky záběru	Yε	0,5000
10.2	Součinitel tvaru zubu	YF	1,23
10.3	Součinitel stoupání	Yγ	1,0032
10.4	Tloušťka ozubeného věnce	SK	4,02 4,02 [mm]
10.5	Součinitel tloušťky věnce	YK	1,0000
10.6	Součinitel životnosti / Stupeň přesnosti	YNL	1,00
10.7	Mez únavy ve střihu	τ_{FlimT}	92,00 [MPa]
10.8	Dovolená hodnota napětí na patě zubu	τ_{FG}	92,00 [MPa]
10.9	Kluzné napětí na patě zubu	τ_F	47,48 [MPa]
10.10	Bezpečnost proti únavovému lomu	SF	1,94

Obr. 30 – Šnekový převod – Únosnost na patě zubu

14.0 <input checked="" type="checkbox"/> Silové poměry (sily působící na ozubení)			
			
14.1	Obvodová rychlost	v1,v2	0,120 0,010 [m/s]
14.2	Obvodová síla	Ftm1,Ftm2	714,66 3366,51 [N]
14.3	Axiální síla	Fxm1,Fxm2	-3366,51 -714,66 [N]
14.4	Radiální síla	Frm1,Frm2	1335,83 -1335,83 [N]
14.5	Celková radiální síla	Fr1,Fr2	1514,99 3621,85 [N]
14.6	Normální síla	Fn	3905,72 [N]

Obr. 31 – Šnekový převod – Silové poměry

6.2 Kontrola per

Šnekové kolo přenáší kroutící moment na výstupní hřídel pomocí čtyř per 8x7x22 ČSN 02 2562. Pera byla zkontrolována na smyk a otláčení. Z důvodů nerovnoměrného rozložení sil, byla celková síla rozdělena mezi 2,5 pera.

6.2.1 Kontrola pera na smyk

Vstupní hodnoty:

$$M_k = 120 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\sigma_{dt} = 110 \text{ MPa [7]}$$

$$d = 0,025 \text{ m}$$

Výpočty:

Celková přenášená síla:

$$F_c = \frac{2 \cdot M_k}{d} \quad (1)$$

$$F_c = \frac{2 \cdot 120}{0,025} = 9600 \text{ N}$$

Síla působící na jedno pero:

$$F_p = \frac{F_c}{2,5} \quad (2)$$

$$F_p = \frac{9600}{2,5} = 3840 \text{ N}$$

Smykové napětí:

$$\tau_s = \frac{F_p}{S} = \frac{F_p}{b \cdot l} \quad (3)$$

$$\tau_s = \frac{3840}{8 \cdot 18} = 26,6 \text{ MPa}$$

Podmínka bezpečnosti:

$$\tau_s \leq \tau_{sdov} \quad (4)$$

$$26,6 \leq 0,6 * \sigma_{dt}$$

$$26,6 \leq 0,6 * 110$$

$$26,6 \leq 66 \text{ MPa}$$

Podmínka splněna

Bezpečnost:

$$k = \frac{\tau_{sdov}}{\tau_s} \quad (5)$$

$$k = \frac{66}{26,6} = 2,475$$

6.2.2 Kontrola pera na otlačení

Vstupní hodnoty:

$$M_k = 120 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$p_{dov} = 80 \text{ MPa [7]}$$

Výpočty:

Celková přenášená síla:

$$F_c = \frac{2 * M_k}{d}$$

$$F_c = \frac{2 * 120}{0,025} = 9600 \text{ N}$$

Síla působící na jedno pero:

$$F_p = \frac{F_c}{2,5}$$

$$F_p = \frac{9600}{2,5} = 3840N$$

Kontrola na otlačení:

$$p = \frac{F_p}{s} = \frac{F_p}{t_1 * l} \quad (6)$$

$$p = \frac{3840}{3,9 * 18} = 54,7MPa$$

Podmínka bezpečnosti:

$$p \leq p_{dov} \quad (7)$$

$$54,77 \leq 80$$

Podmínka splněna

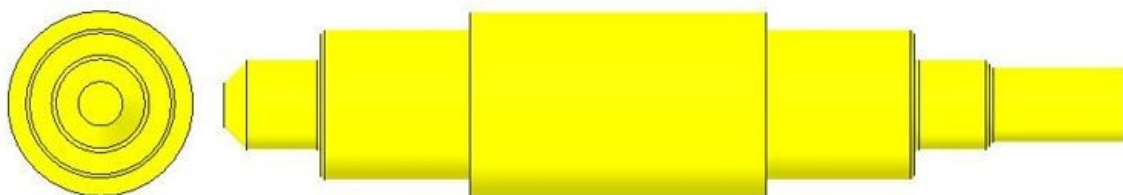
Bezpečnost:

$$k = \frac{p_{dov}}{p} \quad (8)$$

$$k = \frac{80}{54,77} = 1,46$$

6.3 Šneková hřídel

6.3.1 Optimalizace šnekové hřídele



Obr. 32 – Šneková hřídel před optimalizací

Výpočet byl proveden pomocí programu MitCalc, kde byly zadány rozměry hřídele, síly působící na hřídel (viz. Obr. 31) a zvolen materiál hřídele. Následně byl proveden výpočet, z kterého bylo patrné, že bylo překročeno maximální zkroucení hřídele na metr délky, ale tato součástka je velmi malých rozměru tudíž zkroucení je velmi malé a robot je řízený operátorem, tudíž toto zkroucení můžeme zanedbat. Jinak je vidět, že tato součást je předimenzovaná (viz. Obr. 35).

1.0 ☒ Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Přenášený výkon: 0,05 [kW]

1.3 Otáčky hřídele: 91,61 [/min]

1.4 Krouticí moment: 5,21 [Nm]

1.5 Předběžný min. průměr: 11,38 [mm]

1.6 Typ zatížení hřídele: C...Mírný krut + ohyb

1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu): C...Ocel s vysokou pevností (1200)

2.0 ☒ Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítko průměru zobrazeného hřídele 1:1 ☐ Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	3,00	13,00	33,00	73,00	93,00	103,00	123,00	123,00	123,00
L	3,000	10,000	20,000	40,000	20,000	10,000	20,000	0,000		
ø Da	6,000	12,000	20,000	25,000	20,000	12,000	10,000	0,000		
ø Db	12,000	12,000	20,000	25,000	20,000	12,000	10,000	0,000		
ø da	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000		
ø db	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000		
R	0,600	0,600	0,600	0,600	0,600	0,600	0,600	0,000		

2.3 Celková délka hřídele: 123,00 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska): Pevná 8,00 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska): Volná 98,00 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra): D...Soustruženo (1,6)

Obr. 33 – Šneková hřídel před optimalizací - MitCalc 1.část

4.0 ☒ **Zatížení hřídele**

4.1 Zatížení

	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]	[N]	[°]	[Nm]	[Nm]	[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	53,00	3400,0	1400,0	0	5,20	85,00				
2	117,00		0,0	0	-5,20	0,00				
3	53,00		720,0	90						

6.0 ☒ **Materiál a způsob namáhání**

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)

B...Zušlechťená a legovaná ocel (500 - 1400) 680 [MPa]

6.2	Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	680	[MPa]	<input checked="" type="checkbox"/>
6.3	Mez kluzu v tahu	Sr/Re	442	[MPa]	
6.4	Mez kluzu v ohybu	Srb/Reb	530	[MPa]	
6.5	Mez kluzu ve smyku	Srs/Res	309	[MPa]	
6.6 Pro střídavé zatížení					
6.7	Mez únavy - tah/tlak	σ_c	245	[MPa]	
6.8	Mez únavy - ohyb	σ_{ec}	326	[MPa]	
6.9	Mez únavy - krut	τ_c	204	[MPa]	
6.10 Pro mĭjivé zatížení					
6.11	Mez únavy - tah/tlak	σ_{hc}	367	[MPa]	
6.12	Mez únavy - ohyb	σ_{ehc}	490	[MPa]	
6.13	Mez únavy - krut	τ_{hc}	286	[MPa]	
6.14	Měrná hmotnost	Ro	7850,0	[kg/m ³]	
6.15	Modul pružnosti v tahu	E	210000	[MPa]	
6.16	Modul pružnosti ve smyku	G	80000	[MPa]	
6.17	Zatížení vlastní vahou	Ano <input type="checkbox"/>			
6.18	Max. zobrazený součinitel bezpečnosti	20 <input type="checkbox"/>			
6.19	Součinitel namáhání	α_0 1,00 <input checked="" type="checkbox"/>			
6.20 Součinitel max. zatížení					
6.21	Ohyb	1,50			
6.22	Posouvající síla	1,50			
6.23	Krut	1,50			
6.24	Tah/Tlak	1,50			
6.25 Zatěžovací podmínky					
6.26	Zatížení ohybovým momentem	B...Mĭjivé <input type="checkbox"/>			
6.27	Zatížení posouvající silou	B...Mĭjivé <input type="checkbox"/>			
6.28	Zatížení kroutícím momentem	B...Mĭjivé <input type="checkbox"/>			
6.29	Zatížení tahovou/tlakovou silou	C...Střídavé <input type="checkbox"/>			
6.30 Dynamická kontrola					
6.31	Vliv povrchu hřídele	Ano <input type="checkbox"/>			
6.32	Vliv velikosti hřídele	Ano <input type="checkbox"/>			
6.33	Vliv koncentrace napětí (vrub)	Ano <input type="checkbox"/>			

Obr. 34 - Šneková hřídel před optimalizací – MitCalc 2. část

7.0 ☒ **Výsledky - shrnutí**

	x	y	z	$\Sigma y+z$	
7.1	-3400	-360	-1643,1258	1682,1006	[N]
7.2	0	-360	245,91862	435,97703	[N]
7.3		m	0,28		[kg]
7.4		y	0,0087		[mm]
7.5		φ	0,0770		[°]
7.6		ϑ	0,0297		[°]
7.7		ϑ	0,0103		[°]
7.8		σ_e	54,0		[MPa]
7.9		τ_s	14,9		[MPa]
7.10		τ_t	26,5		[MPa]
7.11		σ_g	30,1		[MPa]
7.12		σ_r	84,1		[MPa]
7.13		SF _{st}	3,94		
7.14		SF _d	3,03		
7.15		n_c	0,0		[1/min]
		n_c	348199,9		[1/min]
		n_c	318357,7		[1/min]

7.17 Graf

41...Koeficient bezpečnosti (statický)

42...Koeficient bezpečnosti (dynamický)

Hřídel volně otočný v ložiskách, rotující disk mezi ložisky (K=1)

Obr. 35 - Šneková hřídel před optimalizací – MitCalc výsledky

Optimalizaci jsem začal odvrtáním hřídele průměrem 5mm a úpravou nefunkčních průměrů a výpočet opakoval viz. Obr. 36, Obr. 37 a Obr. 38.

1.0 ☒ **Předběžný návrh průměru hřídele**

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Přenášený výkon 0,05 [kW]

1.3 Otáčky hřídele 91,61 [/min]

1.4 Krouticí moment 5,21 [Nm]

1.5 Předběžný min. průměr 11,38 [mm]

1.6 Typ zatížení hřídele C...Mírný krut + ohyb

1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu) C...Ocel s vysokou pevností (1200)

2.0 ☒ **Tvar a rozměry hřídele**

2.1 Měřítko průměru zobrazeného hřídele 1:1 ☐ Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

2.2 Tabulka

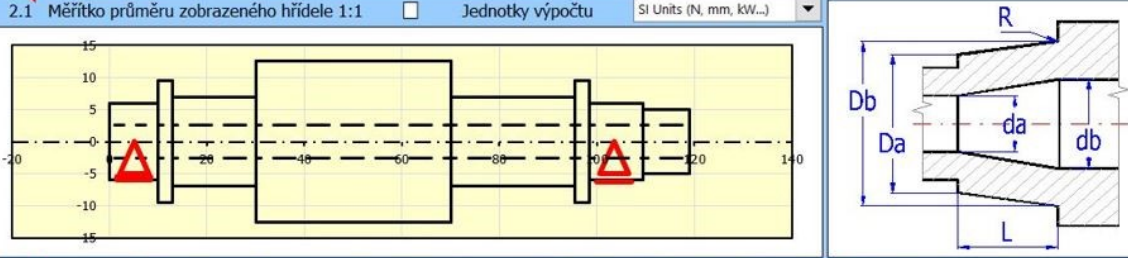
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	10,00	13,00	30,00	70,00	95,50	98,50	109,50	119,00	119,00
L	10,000	3,000	17,000	40,000	25,500	3,000	11,000	9,500		
ø Da	12,000	19,000	14,000	25,000	14,000	19,000	12,000	10,000		
ø Db	12,000	19,000	14,000	25,000	14,000	19,000	12,000	10,000		
ø da	5,000	5,000	5,000	5,000	5,000	5,000	5,000	5,000		
ø db	5,000	5,000	5,000	5,000	5,000	5,000	5,000	5,000		
R	0,600	0,600	0,600	0,600	0,600	0,600	0,600	0,600		

2.3 Celková délka hřídele 119,00 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska) Pevná 5,00 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska) Volná 103,50 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra) D...Soustruženo (1,6)



Obr. 36 – Optimalizace šnekové hřídele – MitCalc 1. část

4.0 ☒ Zátížení hřídele

4.1 Zátížení	X [mm]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	alfa [°]	Mt [Nm]	Mb [Nm]	alfa [°]	Q [N/mm]	b [mm]	alfa [°]
1	53,00	3400,0	1400,0	0	0	5,20	85,00				
2	117,00		0,0	0	0	-5,20	0,00				
3	53,00		720,0	90							
4											
5											
6											

6.0 ☒ Materiál a způsob namáhání

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)

B...Zušlechťená a legovaná ocel (500 - 1400)

680

[MPa]

6.2 Mez pevnosti v tahu

Su/Rm

680

[MPa]

6.3 Mez kluzu v tahu

St/Re

442

[MPa]

6.4 Mez kluzu v ohybu

Stb/Reb

530

[MPa]

6.5 Mez kluzu ve smyku

Sts/Res

309

[MPa]

6.6 Pro střídavé zatížení

6.7 Mez únavy - tah/tlak

σc

245

[MPa]

6.8 Mez únavy - ohyb

σec

326

[MPa]

6.9 Mez únavy - krut

τc

204

[MPa]

6.10 Pro míjivé zatížení

6.11 Mez únavy - tah/tlak

σhc

367

[MPa]

6.12 Mez únavy - ohyb

σec

490

[MPa]

6.13 Mez únavy - krut

τhc

286

[MPa]

6.14 Měrná hmotnost

Ro

7850,0

[kg/m^3]

6.15 Modul pružnosti v tahu

E

210000

[MPa]

6.16 Modul pružnosti ve smyku

G

80000

[MPa]

6.17 Zátížení vlastní vahou

Ano

6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti

20

6.19 Součinitel namáhání

α0

1,00

6.20 Součinitel max. zatížení

1,50

6.21 Ohyb

1,50

6.22 Posouvající síla

1,50

6.23 Krut

1,50

6.24 Tah/Tlak

1,50

6.25 Zatěžovací podmínky

6.26 Zátížení ohybovým momentem

B...Míjivé

6.27 Zátížení posouvající silou

B...Míjivé

6.28 Zátížení krouticím momentem

B...Míjivé

6.29 Zátížení tahovou/tlakovou silou

C...Střídavé

6.30 Dynamická kontrola

6.31 Vliv povrchu hřídele

Ano

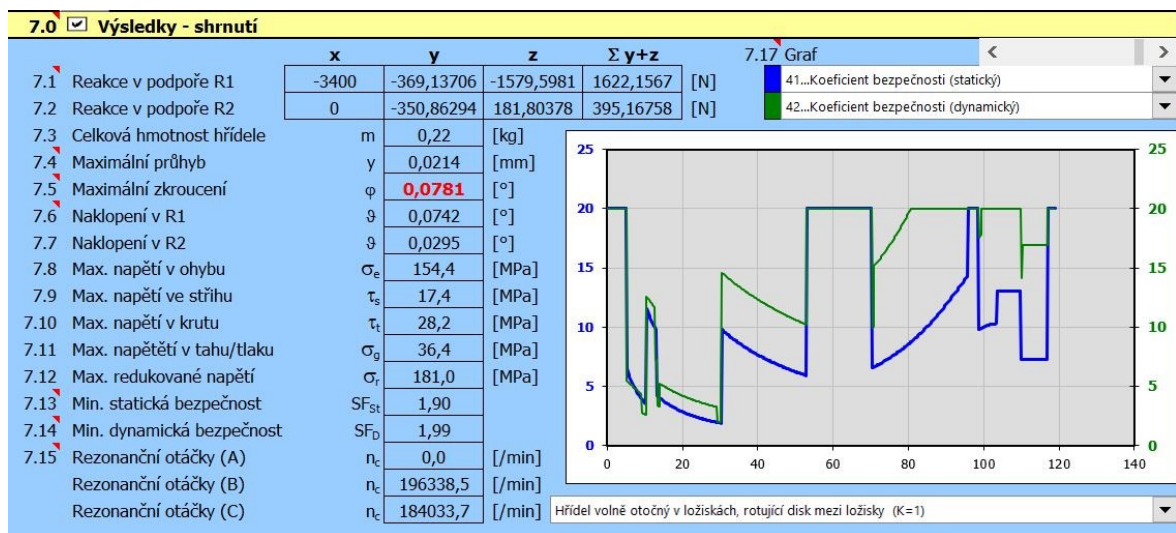
6.32 Vliv velikosti hřídele

Ano

6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)

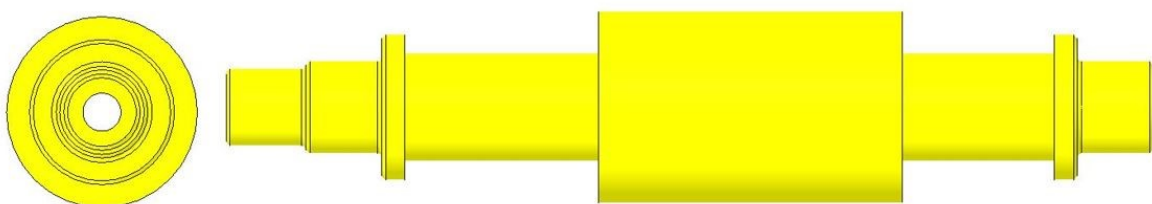
Ano

Obr. 37 – Optimalizace šnekové hřídele – MitCalc 2. část



Obr. 38 – Optimalizace šnekové hřídele – MitCalc výsledky

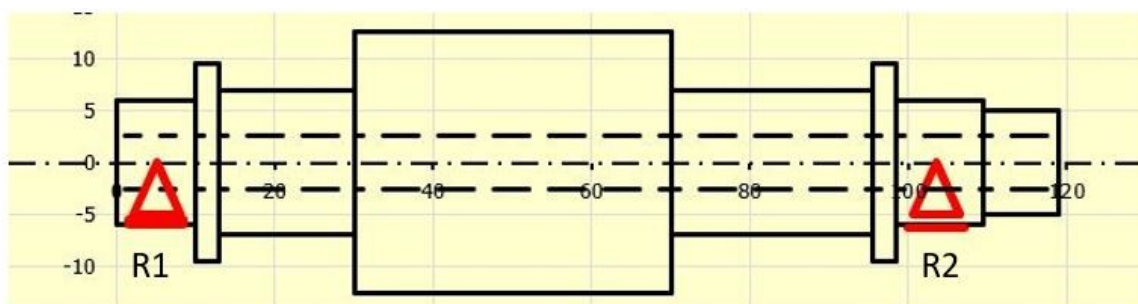
Z výsledku jde vidět, že opět bylo překročeno maximální zkroucení hřídele, ale toto můžeme zanedbat. Statická a dynamická bezpečnost je větší než jedna, tudíž optimalizovaná hřídel je bezpečná a lehčí o 0,06kg.



Obr. 39 - Šneková hřídel po optimalizaci

6.3.2 Kontrola ložisek

V místě, kde jsou na Obr. 40 podpory R1 a R2, jsou uložena kuličková ložiska 7201B, která jsou uložena s předpětím, tudíž síly se budou sčítat se silami, které můžeme vidět na obrázku Obr. 38.



Obr. 40 – schéma šnekové hřídele

Kontrola ložiska v podpoře R1

Vstupní hodnoty:

$$C = 7,61 \text{ kN [8]}$$

$$F_l = 0,02 \cdot d = 0,02 \cdot 12 = 0,24 \text{ kN [9]}$$

$$F_{a1} = 3,4 \text{ kN}$$

$$F_r = 1,63 \text{ kN}$$

Výpočet:

Axiální síla:

$$F_a = F_l + F_{a1} \quad (9)$$

$$F_a = 0,24 + 3,4 = 3,64 \text{ kN}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a \quad (10)$$

Koeficienty x a y jsou vybrány z tabulek dle vztahu $\frac{F_a}{F_r} > e$.

$$x = 0,35 \text{ [10]}$$

$$y = 0,57 \text{ [10]}$$

$$P = 0,35 * 1,63 + 0,57 * 3,64 = 2,645 kN$$

Životnost ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (11)$$

$$L_{10} = \left(\frac{7,61}{2,645}\right)^3 = 23,8 * 10^6 ot$$

Kontrola ložiska v podpoře R2

Vstupní hodnoty:

$$C = 7,61 \text{ kN [8]}$$

$$F_l = 0,02 * d = 0,02 * 12 = 0,24 \text{ kN [9]}$$

$$F_{a1} = 0 \text{ kN}$$

$$F_r = 0,395 \text{ kN}$$

Výpočet:

Axiální síla:

$$F_a = F_l + F_{a1}$$

$$F_a = 0,24 + 0 = 0,24 kN$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = x * F_r + y * F_a$$

Koeficienty x a y jsou vybrány z tabulek dle vztahu $\frac{F_a}{F_r} \leq e$.

$$x = 1 [10]$$

$$y = 0 \text{ [10]}$$

$$P = 1 * 0,395 + 0 * 0,24 = 0,395 kN$$

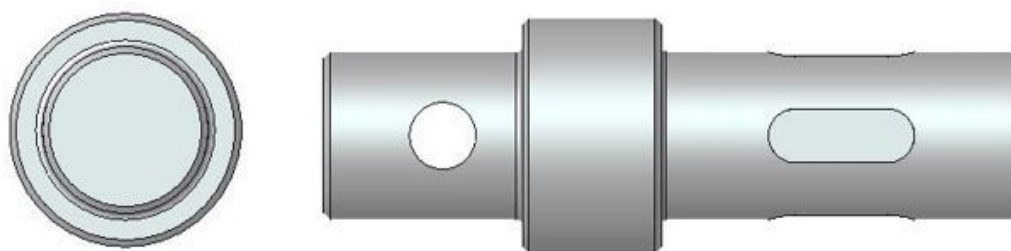
Životnost ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

$$L_{10} = \left(\frac{7,61}{0,395} \right)^3 = 7150 * 10^6 ot$$

6.4 Výstupní hřídele

6.4.1 Optimalizace výstupní hřídele



Obr. 41 – Výstupní hřídel před optimalizací

Optimalizace byla provedena zase pomocí programu MitCalc. Postup výpočtu byl obdobný jako v předchozí kapitole, ale navíc byly zahrnuté vlivy vrubu v podobě 4 děr na pera a průchozí díry o průměru 10mm a působení zadávaných sil bude jiné. Na hřídel bude taky působit síla 600N v ose radiální díry. Tato síla není skutečná, ale je to dohodnutá síla působení efektoru a objektu manipulace, protože tuto sílu je obtížné vyčíslit, jelikož například bude záležet, jak vzdálené je těžiště objektu manipulace od chytaného místa, což mění klopný moment.

1.0 ☒ **Předběžný návrh průměru hřídele**

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Přenášený výkon	0,02	[kW]
1.3	Otáčky hřídele	1,94	[/min]
1.4	Krouticí moment	83,69	[Nm]
1.5	Předběžný min. průměr	28,45	[mm]

1.6 Typ zatížení hřídele
C...Mírný krut + ohyb

1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu)
C...Ocel s vysokou pevností (1200)

2.0 ☒ **Tvar a rozměry hřídele**

2.1 Měřítka průměru zobrazeného hřídele 1:1 ☐ Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	54,00	75,00	105,00	105,00	105,00	105,00	105,00	105,00	105,00
L	54,000	21,000	30,000							
ø Da	25,000	35,000	25,000							
ø Db	25,000	35,000	25,000							
ø da	0,000	0,000	0,000							
ø db	0,000	0,000	0,000							
R	1,000	1,000	1,000							

2.3 Celková délka hřídele 105,00 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska) Pevná 7,50 [mm]

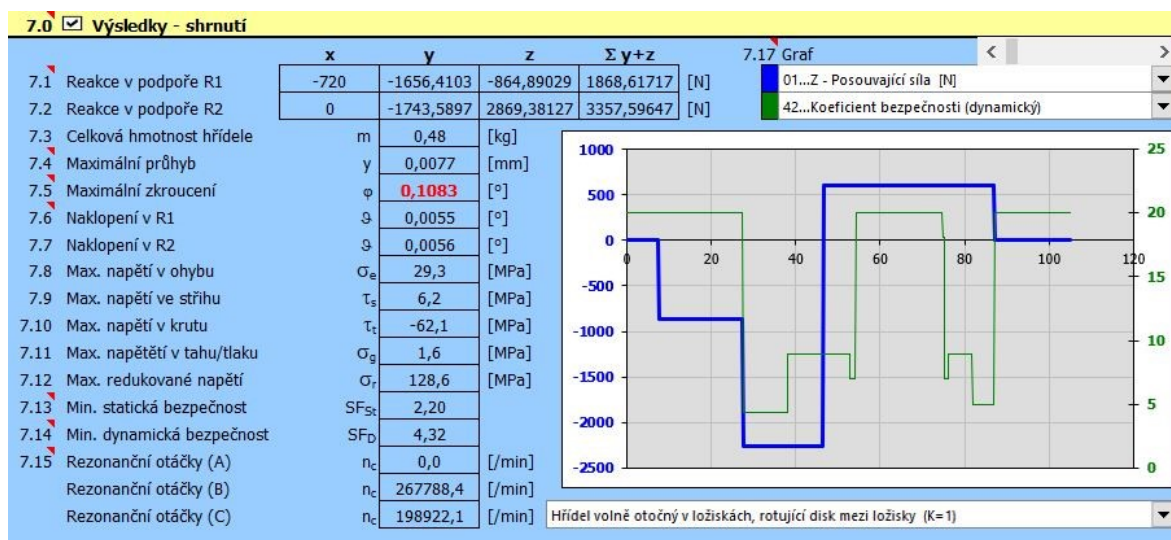
2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska) Volná 46,50 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra) C...Broušeno (0,8)

Obr. 42 – Výstupní hřídel před optimalizací – MitCalc 1.část

6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Materiál a způsob namáhání			
6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)			
A...Konstrukční ocel (350 - 700)			
6.2 Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	525	[MPa]
6.3 Mez kluzu v tahu	Sr/Re	305	[MPa]
6.4 Mez kluzu v ohybu	Srb/Reb	396	[MPa]
6.5 Mez kluzu ve smyku	Srs/Res	213	[MPa]
6.6 Pro střídavé zatížení			
6.7 Mez únavy - tah/tlak	σ_c	200	[MPa]
6.8 Mez únavy - ohyb	σ_{ec}	257	[MPa]
6.9 Mez únavy - krut	τ_c	184	[MPa]
6.10 Pro míjivé zatížení			
6.11 Mez únavy - tah/tlak	σ_{hc}	299	[MPa]
6.12 Mez únavy - ohyb	σ_{ehc}	386	[MPa]
6.13 Mez únavy - krut	τ_{hc}	211	[MPa]
6.14 Měrná hmotnost	Ro	7850,0	[kg/m ³]
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	210000	[MPa]
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	80000	[MPa]
6.17 Zatížení vlastní vahou			
6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti			
6.19 Součinitel namáhání α_0 1,15			
6.20 Součinitel max. zatížení			
6.21 Ohyb 1,50			
6.22 Posouvající síla 1,50			
6.23 Krut 1,50			
6.24 Tah/Tlak 1,50			
6.25 Zatěžovací podmínky			
6.26 Zatížení ohybovým momentem A...Statické			
6.27 Zatížení posouvající silou A...Statické			
6.28 Zatížení kroutícím momentem B...Míjivé			
6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou A...Statické			
6.30 Dynamická kontrola			
6.31 Vliv povrchu hřídele Ano			
6.32 Vliv velikosti hřídele Ano			
6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub) Ano			

Obr. 44 – Výstupní hřídel před optimalizací – MitCalc 3. část



Obr. 45 – Výstupní hřídel před optimalizací – Výsledky

Po provedení výpočtu zase můžeme vidět, že hřídel je předimenzovaná, tudíž jsem upravil osazení, které bylo zmenšeno z průměrů 35mm na 33mm a taky byla zmenšena jeho délka o 1mm pro uložení distančního kroužku o který je opřen V-kroužek. Taky byla odvrtná díra v ose o průměrů 12mm.

1.0 ☒ **Předběžný návrh průměru hřídele**

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)		
1.2 Přenášený výkon	0,02	[kW]	1.6 Typ zatížení hřídele
1.3 Otáčky hřídele	1,94	[/min]	C...Míjivý krut + ohyb
1.4 Krouticí moment	120,61	[Nm]	1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu)
1.5 Předběžný min. průměr	32,09	[mm]	C...Ocel s vysokou pevností (1200)

2.0 ☒ **Tvar a rozměry hřídele**

2.1 Měřitko průměru zobrazeného hřídele 1:1 ☐ Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	55,00	76,00	106,00	106,00	106,00	106,00	106,00	106,00	106,00
L	55,000	21,000	30,000							
ø Da	25,000	33,000	25,000							
ø Db	25,000	33,000	25,000							
ø da	12,000	12,000	12,000							
ø db	12,000	12,000	12,000							
R	1,000	1,000	1,000							

2.3 Celková délka hřídele 106,00 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska) Pevná 7,50 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska) Volná 46,50 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra) C...Broušeno (0,8)

Obr. 46 – Optimalizace výstupní hřídele – MitCalc 1.část

3.0 ☒ **Vruby a zápichy na hřídeli**

3.1 Mez pevnosti v tahu (S_u , R_m)

525,0 ☒ [MPa]

3.2 Koefficient citlivosti materiálu (q)

0,45

3.3 **A. Průchozí díra**

X[mm]	d[mm]	β_c	β_b	β_t
87,00	10,00	1,72	1,36	1,14
		1,00	1,00	1,00

3.4 **B. Zápich**

X[mm]	d[mm]	r[mm]	β_c	β_b	β_t
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00

3.5 **C. Obecný vrub**

X[mm]	b[mm]	β_c	β_b	β_t
16,00	22,00	1,64	1,64	1,37
16,00	22,00	1,64	1,64	1,37
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

Drážka pro pero (čepová fréza)

Drážka pro pero (čepová fréza)

Drážka pro pero (čepová fréza)

Drážka pro pero (čepová fréza)

Drážka pro pero (čepová fréza)

3.6 **D. Zaoblení mezi válcovými úseky hřídele**

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β_c	1,65	1,65	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β_b	1,54	1,54	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β_t	1,28	1,28	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

4.0 ☒ **Zatížení hřídele**

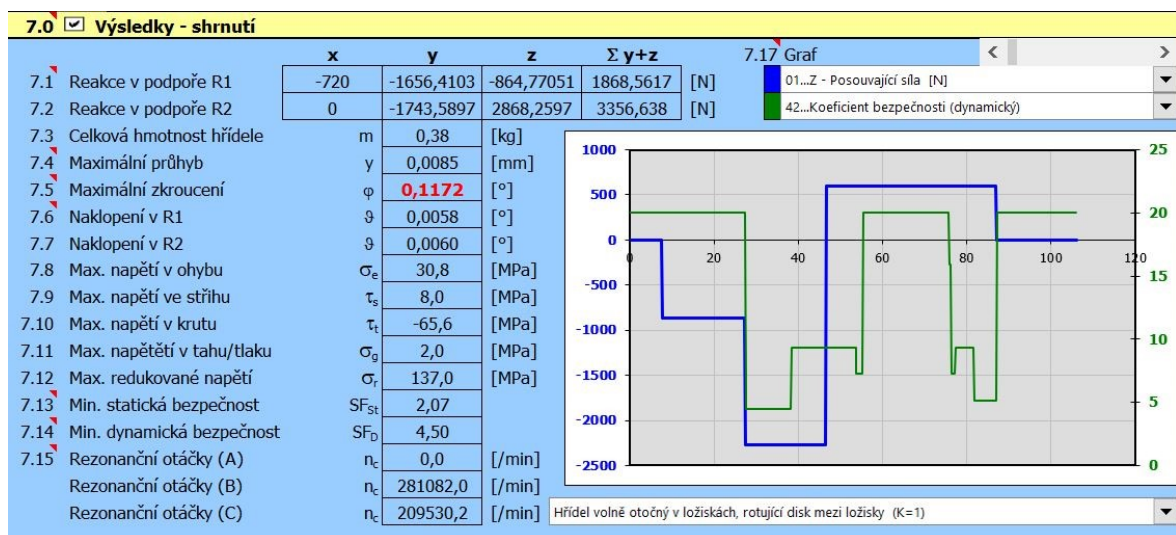
4.1 **Zatížení**

	X	F_x	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	27,50		3400,0	90						
2	27,50	720,0	-1400,0		-120,00	36,00				
3	87,00		-600,0		120,00					
4										
5										

Obr. 47 – Optimalizace výstupní hřídele – MitCalc 2.část

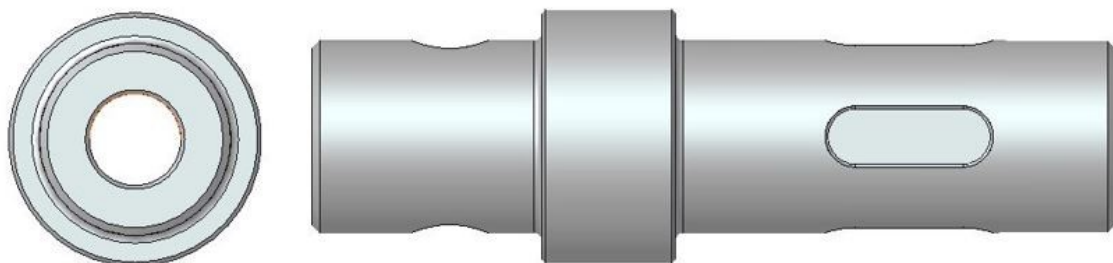
6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Materiál a způsob namáhání			
6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)			
A...Konstrukční ocel (350 - 700)		525	[MPa]
6.2 Mez pevnosti v tahu	S_u/R_m	525	[MPa] <input checked="" type="checkbox"/>
6.3 Mez kluzu v tahu	S_r/R_e	305	[MPa]
6.4 Mez kluzu v ohybu	S_{rb}/R_{eB}	396	[MPa]
6.5 Mez kluzu ve smyku	S_{rs}/R_{eS}	213	[MPa]
6.6 Pro střídavé zatížení			
6.7 Mez únavy - tah/tlak	σ_c	200	[MPa]
6.8 Mez únavy - ohyb	σ_{ec}	257	[MPa]
6.9 Mez únavy - krut	τ_c	184	[MPa]
6.10 Pro míjivé zatížení			
6.11 Mez únavy - tah/tlak	σ_{hc}	299	[MPa]
6.12 Mez únavy - ohyb	σ_{ehc}	386	[MPa]
6.13 Mez únavy - krut	τ_{hc}	211	[MPa]
6.14 Měrná hmotnost	R_o	7850,0	[kg/m ³]
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	210000	[MPa]
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	80000	[MPa]
6.17 Zatížení vlastní vahou		Ano <input type="checkbox"/>	
6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti		20 <input type="checkbox"/>	
6.19 Součinitel namáhání		α_0 1,15 <input checked="" type="checkbox"/>	
6.20 Součinitel max. zatížení			
6.21 Ohyb		1,50	
6.22 Posouvající síla		1,50	
6.23 Krut		1,50	
6.24 Tah/Tlak		1,50	
6.25 Zátěžovací podmínky			
6.26 Zatížení ohybovým momentem		A...Statické <input type="checkbox"/>	
6.27 Zatížení posouvající silou		A...Statické <input type="checkbox"/>	
6.28 Zatížení krouticím momentem		B...Míjivé <input type="checkbox"/>	
6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou		A...Statické <input type="checkbox"/>	
6.30 Dynamická kontrola			
6.31 Vliv povrchu hřídele		Ano <input type="checkbox"/>	
6.32 Vliv velikosti hřídele		Ano <input type="checkbox"/>	
6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)		Ano <input type="checkbox"/>	

Obr. 48 – Optimalizace výstupní hřídele – MitCalc 3.část



Obr. 49 – Výstupní hřídel – MitCalc – výsledky

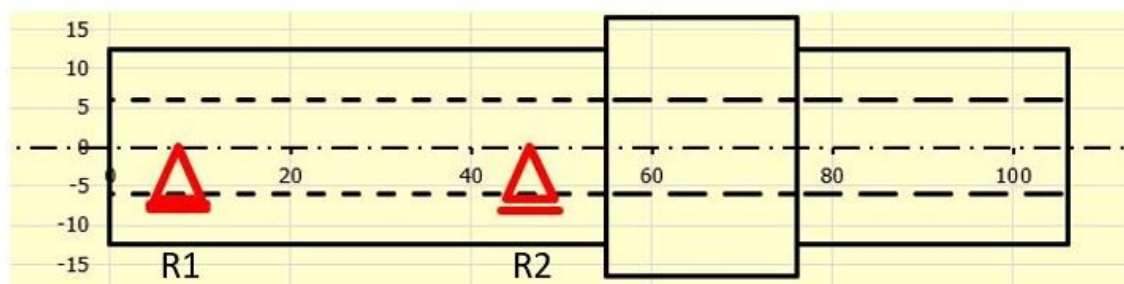
Díky optimalizaci bylo ušetřeno 0,1kg.



Obr. 50 – Výstupní hřídel po optimalizaci

6.4.2 Kontrola ložisek

V místě, kde jsou na Obr. 51 podpory R1 a R2, jsou uložena kuličková ložiska 7205B, která jsou uložena s předpětím, tudíž síly se budou sčítat se silami, které můžeme vidět na obrázku Obr. 49.



Obr. 51 – Schéma výstupní hřídele

Kontrola ložiska v podpoře R1:

Vstupní hodnoty:

$$C = 15,6 \text{ kN [11]}$$

$$F_l = 0,02 \cdot d = 0,02 \cdot 25 = 0,5 \text{ kN [9]}$$

$$F_{a1} = 0,72 \text{ kN}$$

$$F_r = 1,9 \text{ kN}$$

Výpočet:

Axiální síla:

$$F_a = F_l + F_{a1}$$

$$F_a = 0,5 + 0,72 = 1,22 \text{ kN}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

Koeficienty x a y jsou vybrány z tabulek dle vztahu $\frac{F_a}{F_r} \leq e$.

$$x = 1 [10]$$

$$y = 0 [10]$$

$$P = 1 * 1,9 + 0 * 1,22 = 1,9 \text{ kN}$$

Životnost ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

$$L_{10} = \left(\frac{15,6}{1,9}\right)^3 = 553,5 * 10^6 \text{ ot}$$

Kontrola ložiska v podpoře R2

Vstupní hodnoty:

$$C = 15,6 \text{ kN} [11]$$

$$F_l = 0,02 * d = 0,02 * 25 = 0,5 \text{ kN} [9]$$

$$F_{a1} = 0 \text{ kN}$$

$$F_r = 3,36 \text{ kN}$$

Výpočet:

Axiální síla:

$$F_a = F_l + F_{a1}$$

$$F_a = 0,5 + 0 = 0,5 \text{ kN}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = x * F_r + y * F_a$$

Koeficienty x a y jsou vybrány z tabulek dle vztahu $\frac{F_a}{F_r} \leq e$.

$$x = 1 [10]$$

$$y = 0 [10]$$

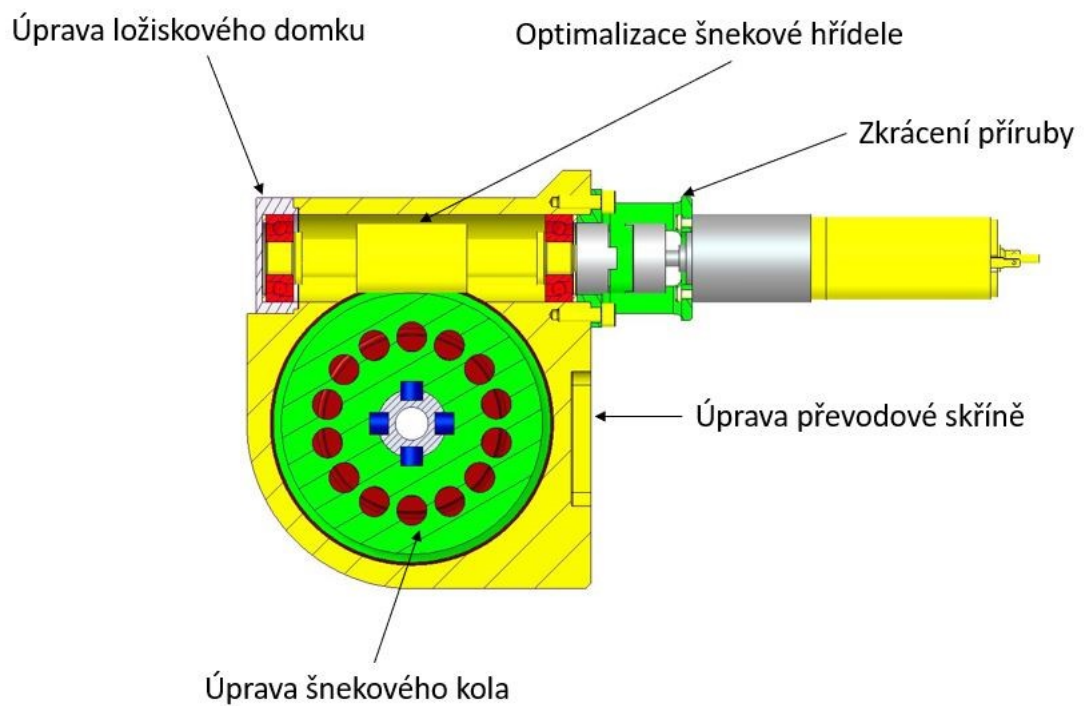
$$P = 1 * 3,36 + 0 * 0,5 = 3,36 \text{ kN}$$

Životnost ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

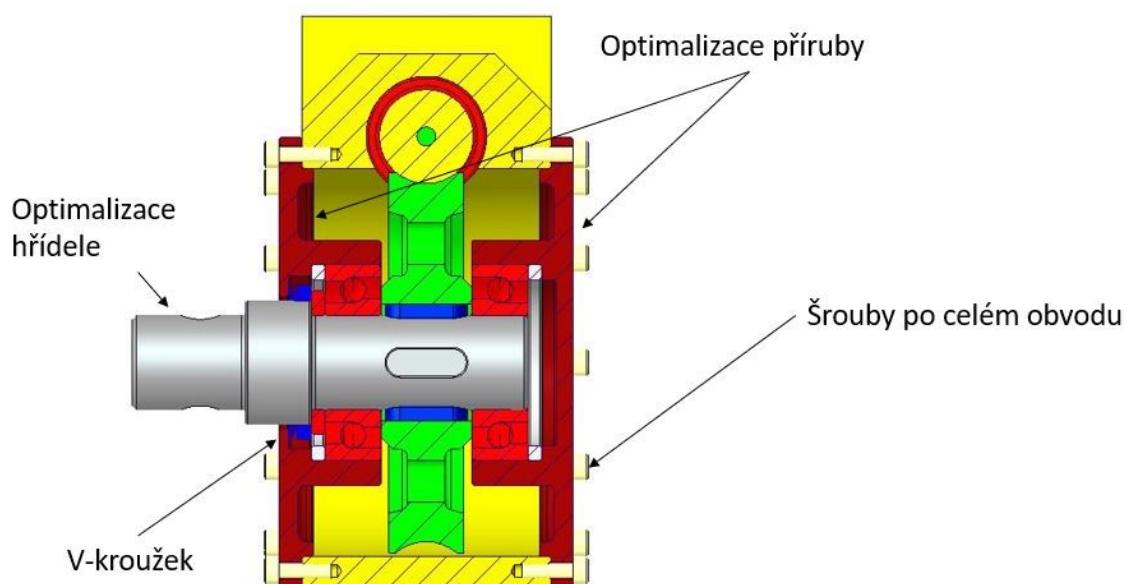
$$L_{10} = \left(\frac{15,6}{3,36}\right)^3 = 100,1 * 10^6 \text{ ot}$$

6.5 Další úpravy



Obr. 52 – Vítězná varianta – pohled z boku

Převodová skříň byla zvětšená, aby uložená v ní příruba mohla být do ní vložená celá a nemusí se její část řezat. Následně tato skříň byla zaoblена rádiusem 60mm, který je o 0,25mm větší než rádius příruby. Tato úprava je z důvodu, aby při montáži se nesetkaly tolerance tak, že příruba by byla větší než skříň. V přírubě byl taky odebrán materiál pro vložení V-kroužku, který slouží jako těsnění proti působení vnějším vlivům. Zaoblení nefunkčních částí je 2mm a snižuje pnutí. Další úprava šnekové skříně je sražení hran 15x45° horní části a vyfrézování díry do plochy, která bude spojena s přírubou ramene a neplní žádnou funkcí tudíž je zbytečná. Změna byla taky provedena na ložiskovém domku v podobě osazení, zapuštění děr pro šrouby a sražení horní části, aby kopírovalo sražení převodové skříně. Další odlehčení bylo provedeno na šnekovém kole v podobě odvrtných 14 děr.

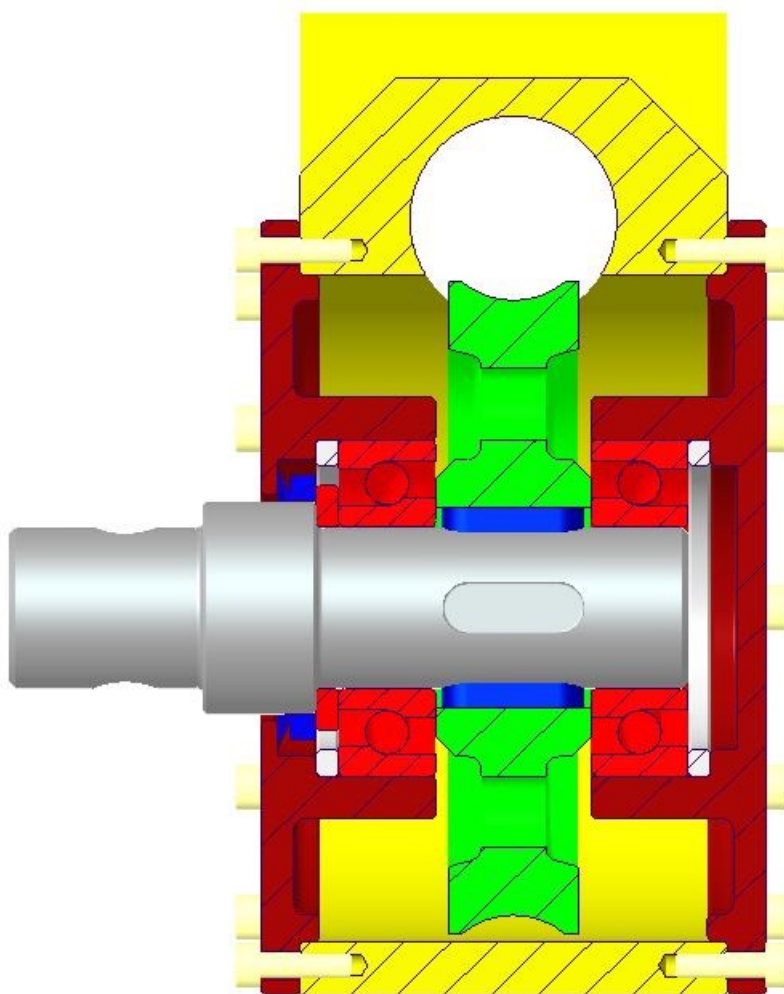


Obr. 53 – Vítězná varianta – pohled zepředu

7 Montáž

7.1 Montáž šnekového bloku

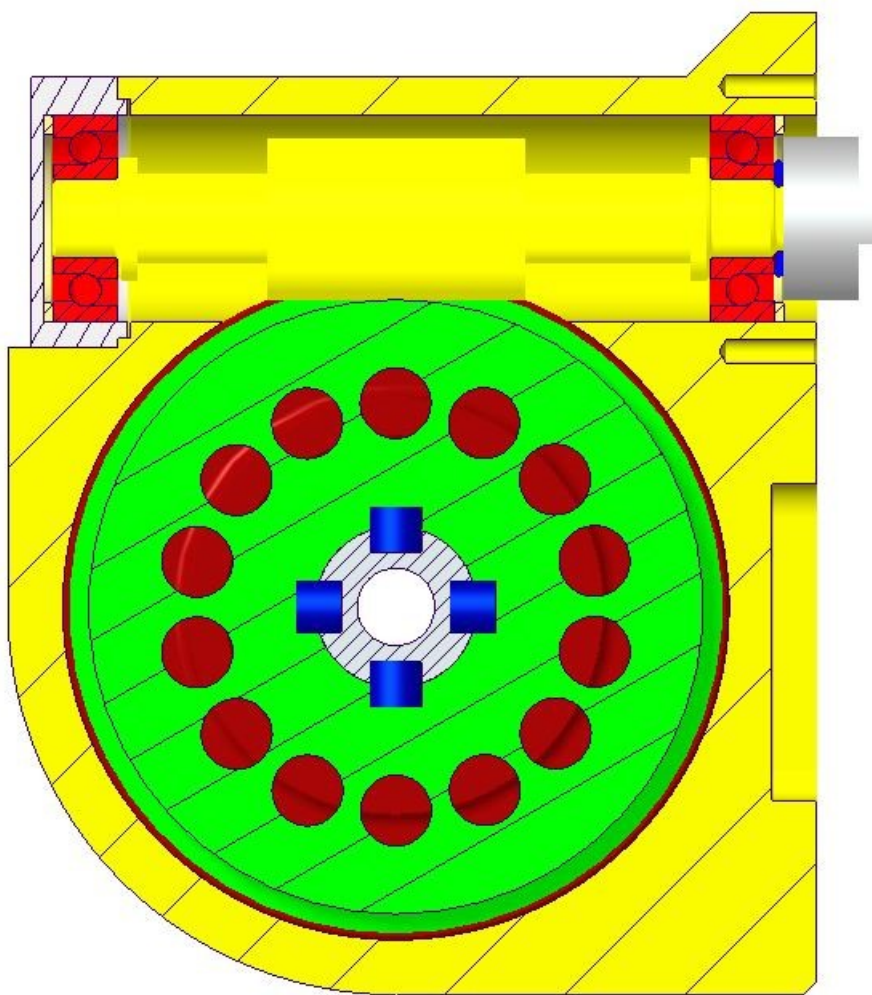
Distanční kroužek nasadíme na delší část hřídele o průměru 25mm, následně nalisujeme ložisko, které opřeme o distanční kroužek. Pokračujeme uložením per na hřídel a nasazením šnekového kola, které opřeme až o ložisko. Z druhé strany hřídele nasadíme na segment o průměru 33mm V-kroužek. Pak vložíme do výstupní příruby distanční kroužek a celou podsestavu hřídele s ložisky vložíme do příruby. Ložisko nalisujeme až na distanční kroužek. Následně vložíme přírubu do šnekové skříně a upevníme pomocí 12 šroubů M4. Poté vezmeme druhou přírubu, vložíme distanční kroužek a nasadíme ložisko a následně tento blok nasadíme do šnekové skříně a na hřídel. Také upevníme pomocí 12 šroubů M4.



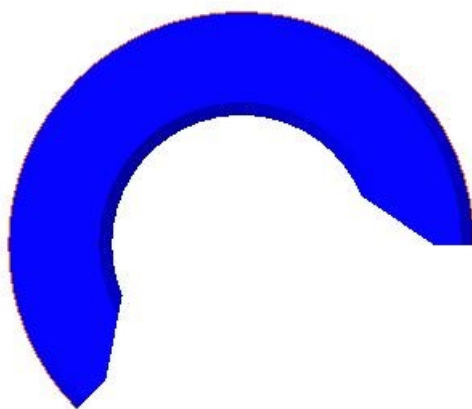
Obr. 54 - Montáž šnekového kola

7.2 Montáž šnekové hřídel-bloku

Na šnekovou hřídel ze strany, která začíná segmentem o průměru 10mm nalisujeme ložisko. Poté nasadíme montážní distanční kroužek (viz. Obr. 56) a opřeme ho až o ložisko. Dále nasadíme 3 část spojky OLDHam a dotáhneme svěrný spoj. Nyní můžeme sundat montážní distanční kroužek. Tento smontovaný blok vsuneme do šnekové skříně. Vezmeme ložiskový domek, vložíme do něj distanční kroužek a ložisko. Tuto část pak nalisujeme na druhou stranu šnekové hřídele. Ložiskový domek upevníme pomocí 4 šroubů M4.



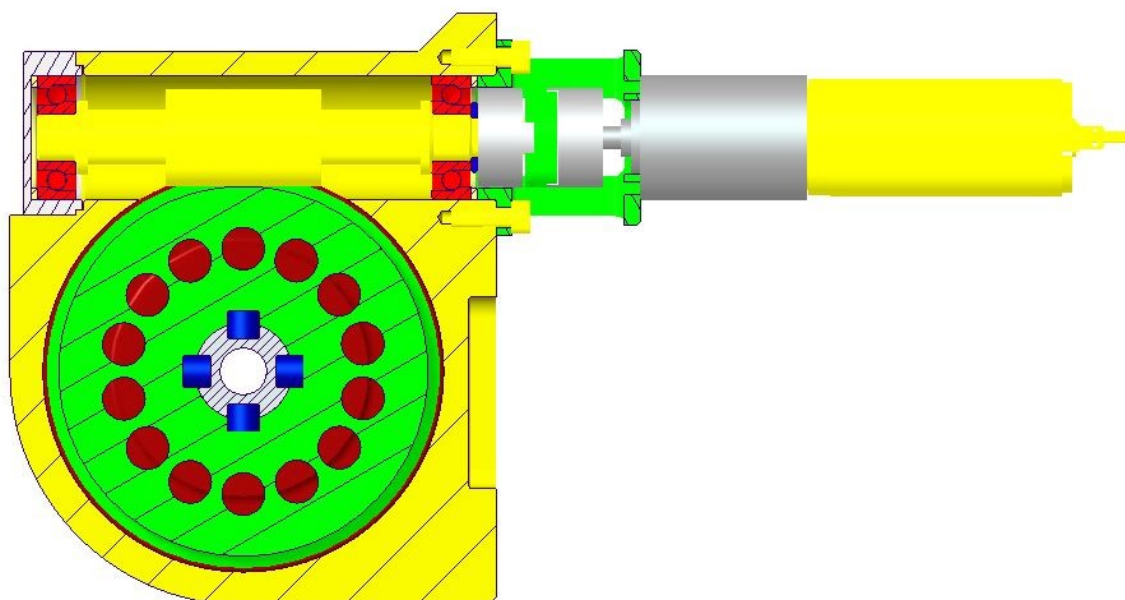
Obr. 55 – Montáž šnekové hřídele



Obr. 56 – Montážní distanční kroužek

7.3 Montáž motorového bloku

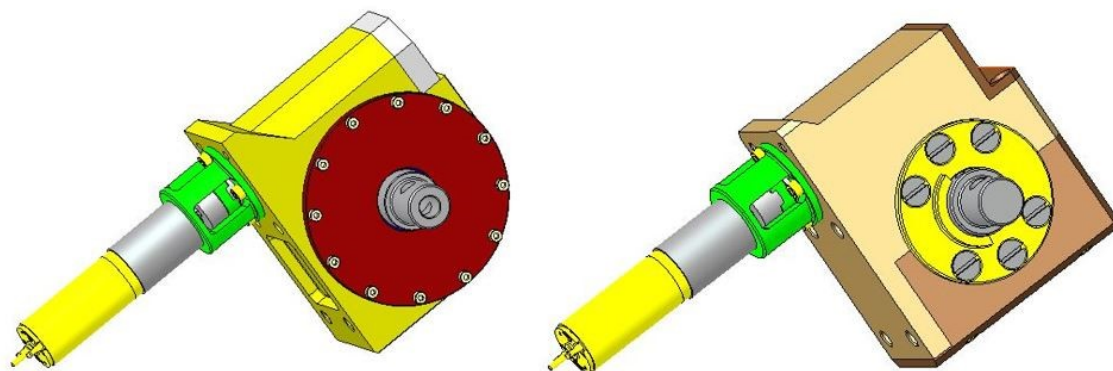
Na motor a převodovku Maxon našroubujeme malou přírubu, následně na výstupní hřídelku uložíme 1. část spojky OLDHAM a dotáhneme svěrný spoj. Pak nasadíme 2. část spojky OLDHAM na 1. část a malou přírubu vložíme i s distančním kroužkem do šnekové skříně a dotáhneme 4 šrouby M5.



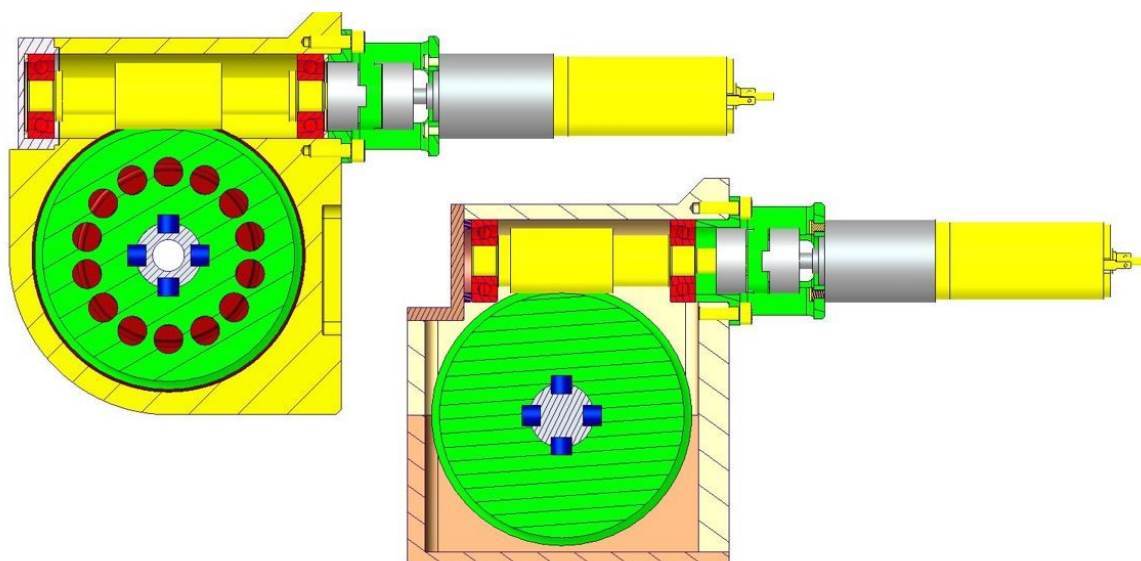
Obr. 57 – Montáž motorového bloku

8 Porovnání úprav

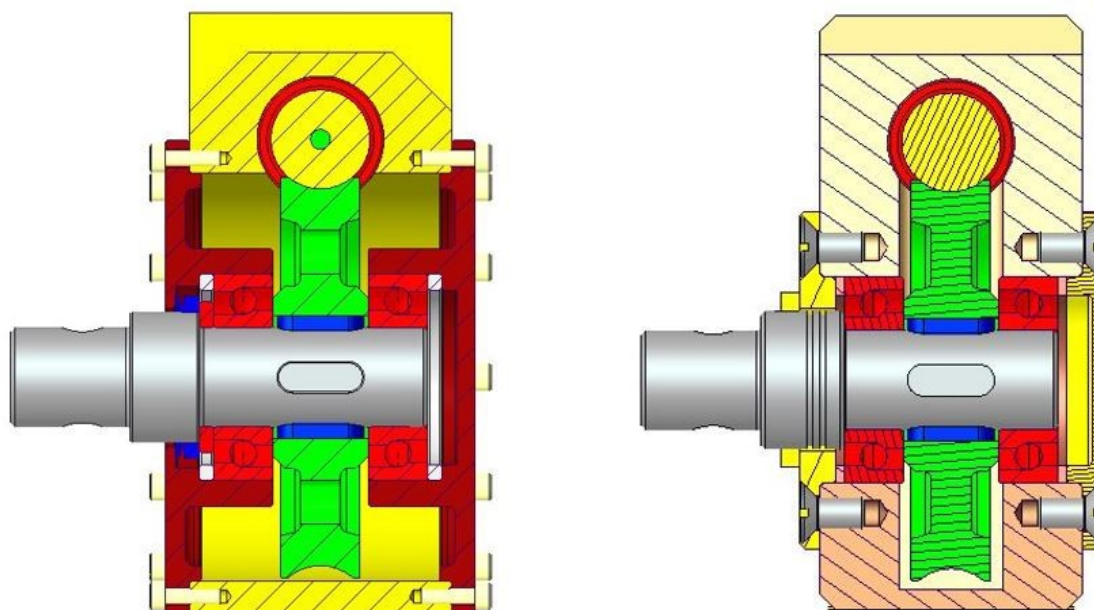
Porovnání úprav je vidět na následujících 3D modelech.



Obr. 58 – Porovnání úprav – celkový pohled



Obr. 59 – Porovnání úprav – pohled z boku



Obr. 60 – Porovnání úprav – pohled z předu

Tab. 20 – Porovnání hmotnosti

	Varianta A	Varianta stávající
Hmotnost	4,18kg	4,81kg

Jednou z výhod varianty A je taky jednodušší montáž, jelikož šneková skříň je vyrobená z jednoho kusu hliníku, tudíž jsou odstraněné problémy z nesouosostí.

9 Závěr

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukční úpravou kloubu manipulační nástavby vozidla TAROS. Jedná se o vojenského servisního robota. V rešerši byl proveden průzkum řešení kloubu manipulačních nástaveb servisních robotů.

Dále byl sestaven požadavkový list a navržené tři varianty řešení kloubů. Pomocí kritériální analýzy byla jedná vybrána pro podrobnější zpracování. Nejlepší součet vážených indexů dosáhla varianta A.

U vybrané varianty hlavní komponentou je šnekový převod, který byl podroben analýze a zkontrolován v programu MITCalc, zda vydrží přenášený výkon, také byla podrobena pevnostní analýze pera, která přenáší výkon z šnekového kola na hřídel. Následně byly podrobeny kontrole hřídele, taktéž v programu MITCalc a poté byly upraveny, aby měly menší hmotnost. Pak byla spočítaná životnost ložisek.

Další úpravy byly na šnekové skříní, která byla zvětšená, aby se do něj vešla celá příruba. Jeden roh byl zaoblen, aby kopíroval přírubu a seshora, byly hrany sražené. Také byly upravené příruby, abychom ušetřili na hmotnosti. Upravený byl taky ložiskový domek v podobě děr pro zapuštění šroubů, osazení do šnekové skříně a sražení hran, aby kopírovaly sražení hran na šnekové skříní.

V dalších kapitolách jsem řešil montáž tohoto kloubu a taky porovnáním úprav se stávajícím řešením.

10 Použitá literatura

- [1] *Vojenský robot Taros* [online]. armadni noviny, 2014 [cit. 2016-10-06]. Dostupné z: <http://www.armadninoviny.cz/cesky-vojensky-robot-taros-6c3976-v2.html>
- [2] *Technet* [online]. 2016 [cit. 2018-04-03]. Dostupné z: https://technet.idnes.cz/cesky-vojensky-robot-taros-dfn-/vojenstvi.aspx?c=A141120_104246_vojenstvi_mla
- [3] *Automatizace* [online]. 2016 [cit. 2018-01-03]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/novinka-stavebnice-prumysloveho-robota-igus-robolink-d.html>
- [4] *Hardy* [online]. 2014 [cit. 2018-01-03]. Dostupné z: <http://robot.vsb.cz/mobilni-roboty/hardy/>
- [5] *Antyterrorizmus* [online]. 2014 [cit. 2018-01-09]. Dostupné z: <http://robot.vsb.cz/mobilni-roboty/hardy/>
- [6] *Hercules* [online]. Ostrava: VSB-TU ostrava, 2008 [cit. 2016-10-06]. Dostupné z: <http://robot.vsb.cz/mobilni-roboty/hercules/>
- [7] *Hodnoty mezi pevností* [online]. e-konstrukter, 2015 [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [8] *Ložisko 7201B* [online]. ZKL, 2012 [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/sracbb/7201b>
- [9] *Použití ložisek* [online]. ZKL, 2012 [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/8-pouziti-lozisek>
- [10] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-736-1033-7.
- [11] *Ložisko 7205B* [online]. ZKL, 2012 [cit. 2018-05-09]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/sracbb/7205b>

11 Seznam obrázků

Obr. 1 – Robot Taros.....	12
Obr. 2 – Rameno Robotu Taros [2].....	12
Obr. 3 – Igus Robolink D [3].....	13
Obr. 4 – Složení kloubu robotu Igus Robolink D [3]	14
Obr. 6 - Složení kloubu robotu Hardy [4]	15
Obr. 7 – Robot Ibis [5].....	15
Obr. 8 - Robot Hercules [6].....	16
Obr. 9 – Řešení kloubu robotu Hercules [6].....	17
Obr. 10 – Varianta A – celkový pohled.....	19
Obr. 11 – Varianta A – pohled z boku	20
Obr. 12 – Varianta A – pohled zepředu.....	21
Obr. 13 – Varianta B – celkový pohled	22
Obr. 14 – Varianta B – řez	23
Obr. 15 – Varianta C – celkový pohled.....	24
Obr. 16 - Varianta C - řez	25
Obr. 17 – Varianta C – montáž spojky	26
Obr. 18 - Graf pro určení váhy významnosti Michal	28
Obr. 19 - Graf pro určení váhy významnosti – Dominik	30
Obr. 20 - Graf pro určení váhy významnosti – Jan.....	32
Obr. 21 – Vítězná varianta.....	34
Obr. 22 – Vítězná varianta před rozpracováním.....	35
Obr. 23 – Rozpracovaná vítězná varianta	35
Obr. 24 – Šnekový převod – vstupní hodnoty	36
Obr. 25 – Šnekový převod – volba materiálu a režim zatížení	37
Obr. 26 – Šnekový převod – Návrh geometrie	38
Obr. 27 – Šnekový převod – Rozměry ozubení.....	39
Obr. 28 – Šnekový převod – Odolnost proti opotřebení	39
Obr. 29 – Šnekový převod – Odolnost proti pittingu	40
Obr. 30 – Šnekový převod – Únosnost na patě zubu	40

Obr. 31 – Šnekový převod – Silové poměry.....	40
Obr. 32 – Šneková hřídel před optimalizací.....	44
Obr. 33 – Šneková hřídel před optimalizací - MitCalc 1.část.....	44
Obr. 34 – Šneková hřídel před optimalizací – MitCalc 2. část.....	45
Obr. 35 – Šneková hřídel před optimalizací – MitCalc výsledky.....	45
Obr. 36 – Optimalizace šnekové hřídele – MitCalc 1. část	46
Obr. 37 – Optimalizace šnekové hřídele – MitCalc 2. část	47
Obr. 38 – Optimalizace šnekové hřídele – MitCalc výsledky	48
Obr. 39 - Šneková hřídel po optimalizaci	48
Obr. 40 – schéma šnekové hřídele	49
Obr. 41 – Výstupní hřídel před optimalizací.....	52
Obr. 42 – Výstupní hřídel před optimalizací – MitCalc 1.část.....	53
Obr. 43 – Výstupní hřídel před optimalizací – MitCalc 2. část.....	54
Obr. 44 – Výstupní hřídel před optimalizací – MitCalc 3. část.....	55
Obr. 45 – Výstupní hřídel před optimalizací – Výsledky	55
Obr. 46 – Optimalizace výstupní hřídele – MitCalc 1.část	56
Obr. 47 – Optimalizace výstupní hřídele – MitCalc 2.část	57
Obr. 48 – Optimalizace výstupní hřídele – MitCalc 3.část	58
Obr. 49 – Výstupní hřídel – MitCalc – výsledky.....	58
Obr. 50 – Výstupní hřídel po optimalizaci	58
Obr. 51 – Schéma výstupní hřídele	59
Obr. 52 – Vítězná varianta – pohled z boku.....	61
Obr. 53 – Vítězná varianta – pohled zepředu	62
Obr. 54 - Montáž šnekového kola.....	63
Obr. 55 – Montáž šnekové hřídele.....	64
Obr. 56 – Montážní distanční kroužek	65
Obr. 57 – Montáž motorového bloku	65
Obr. 58 – Porovnání úprav – celkový pohled.....	66
Obr. 59 – Porovnání úprav – pohled z boku	66
Obr. 60 – Porovnání úprav – pohled z předu.....	67

12 Seznam tabulek

Tab. 1 - Varianta A	21
Tab. 2 - Varianta B	23
Tab. 3 – Varianta C	26
Tab. 4- Výběr kritérií	27
Tab. 5 - Stupnice hodnocení.....	27
Tab. 6 - Významnost kritérií.....	28
Tab. 7 - Metoda porovnání párů Michal	28
Tab. 8 - Varianta A - Michal.....	29
Tab. 9 - Varianta B - Michal.....	29
Tab. 10 - Varianta C - Michal.....	29
Tab. 11 - Metoda porovnání párů Dominik	30
Tab. 12 - Varianta A - Dominik.....	31
Tab. 13 - Varianta B - Dominik	31
Tab. 14 – Varianta C - Dominik	31
Tab. 15 - Metoda porovnání párů Jan	32
Tab. 16 - Varianta A - Jan	33
Tab. 17 - Varianta B - Jan.....	33
Tab. 18 - Varianta C - Jan	33
Tab. 19 - Hodnocení kritériální analýzy	34
Tab. 20 – Porovnání hmotnosti.....	67

13 Seznam příloh

Příloha A: Výkresová dokumentace

- Sestavný výkres kloubu
- Výrobní výkres výstupní příruby
- Výrobní výkres výstupní hřídele
- Výrobní výkres šnekové hřídele

Příloha B: CD – Michał Staszowski – Bakalářská práce 2017/2018

Obsah CD:

- Bakalářská práce ve formátu PDF a DOCX
- Výsledný 3D model v programu PTC Creo 4.0
- Výkresová dokumentace